

Technická univerzita v Liberci
FAKULTA STROJNÍ

Katedra: Vozidel a motorů

Studijní program: Kolové dopravní a manipulační stroje

MĚŘENÍ SVĚRNÝCH SIL S OBĚMA TŘECÍMI
SEGMENTY

CLAMPING FORCE MEASUREMENT DEVICE
WITH BOTH PADS

Diplomová práce: 12-FS-KVM- 676

Autor:

Roman HODÍK

Podpis:

Adresa:

U potůčku 149

460 07, Liberec

Vedoucí práce: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Konzultant: Ing. Radek Holubec

Počet

stran	slov	obrázků	tabulek	pramenů	příloh
78	10811	82	5	24	7

V Liberci dne: 07.11 2013

Název

MĚŘENÍ SVĚRNÝCH SIL S OBĚMA TŘECÍMI SEGMENTY

Popis

Návrh a realizace systému pro měření svěrných sil brzd při instalaci obou třecích segmentů.

Konsultant

Pavel Polodna, vývojový inženýr Foundation Brakes

Zásady pro vypracování

- 1) Seznamte se s požadavky na měření svěrných sil ve vývojové zkušebně.
- 2) Seznamte se systémy používanými v současné době a identifikujte jejich klady a zápory. Pro tuto analýzu použijte data, která byla naměřena při různých zkouškách.
- 3) Navrhněte koncepci pro nový měřicí systém
 - a) mechanická část - instalace snímačů s ohledem na minimální tloušťku kotoučů
 - b) měření - snímače, úprava signálů a karta pro sběr dat
- 4) Jednotlivé části navrženého systému s ohledem na časové a materiálové možnosti postupně zrealizujte a otestujte v praxi.
 - a) Proved'te měření „starou“ metodou
 - b) Proved'te měření nově navrženou metodou
 - c) Porovnejte a analyzujte výsledky

Anotace

Cílem diplomové práce je vytvoření měřicího systému, který poskytne výsledky odpovídající lépe realitě, než které jsou měřeny současnou metodou.

Prohlášení o původnosti práce:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškerou použitou literaturu.

V Liberci dne: 07. 11. 2013.

Roman Hodík

Prohlášení k využívání výsledků DP:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé diplomové práce a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení, kopírování, apod.).

Jsem si vědom toho, že: užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše). Diplomová práce je majetkem školy, s diplomovou prací nelze bez svolení školy disponovat.

Beru na vědomí, že po pěti letech si mohu diplomovou práci vyžádat v Univerzitní knihovně Technické univerzity v Liberci, kde bude uložena.

Autor:

Roman HODÍK

Podpis:**Adresa:**

U potůčku 149
460 07, Liberec

Datum:

Poděkování:

Děkuji panu Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za vedení diplomové práce, dále panu Ing. Radku Holubcovi za odborné rady a konzultace při tvorbě této diplomové práce.

MĚŘENÍ SVĚRNÝCH SIL S OBĚMA TŘECÍMI SEGMENTY

HODÍK Roman

DP-2012

Vedoucí DP: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Anotace

V současné době se provádí měření svěrných sil pomocí jednoho konvenčního senzoru umístěného v relativně tuhém přípravku mezi pístem a prsty kotoučové brzdy. Tato metoda je sice robustní, ale nese s sebou určité nevýhody, které jsou dané zástavbou. Cílem této práce je návrh snímače, který by tyto nevýhody eliminoval či minimalizoval, a tím poskytl výsledky, které se více blíží realitě.

Abstract

Clamping force is currently measured with stiff adaptor which is equipped with one conventional force sensor. Although this method is robust, it has several disadvantages due to packaging. This thesis is focused on design of new sensor, which would either eliminate or at least minimize those disadvantages, and therefore improve the results to come close to the reality.

Klíčová slova

Svěrná síla, kotoučová brzda, brzdový třmen, snímač sil, piezoelektrický, kovový tenzometr, polovodičový tenzometr.

Keywords

Clamping force, disc brake, brake caliper, force sensor, piezoelectric, metal strain gauge, semiconductor strain gauge.

Obsah

1. Úvod.....	8
2. Automobilové brzdy	9
2.1. Hydraulické brzdové systémy	11
2.1.1. Konstrukce kotoučových brzd	16
3. Měření svěrných sil.....	22
3.1. Současný způsob měření	22
3.2. Požadavky na měření	24
4. Konvenční piezoelektrické snímače	24
4.1. Piezoelektrický jev	24
4.2. Piezoelektrické snímače	28
5. Tenzometry	30
5.1. Odporové tenzometry	32
5.2. Kovové tenzometry	33
5.2.1. Fyzikální princip.....	37
5.2.2. Teplotní závislost.....	40
5.2.3. Kompenzace teplotní závislosti	41
5.2.4. Mezní limity tenzometrů	44
5.2.5. Napájení tenzometrů.....	44
5.2.6. Creep.....	44
5.2.7. Hystereze	46
5.2.8. Instalace tenzometrů	46
5.2.9. Ochrana proti vnějším vlivům	48
5.2.10. Kontrola tenzometrů	48
5.3. Polovodičové tenzometry	48
5.3.1. Fyzikální princip.....	50

5.3.2.	Teplotní závislost.....	51
5.3.3.	Kompenzace teplotní závislosti	52
5.3.4.	Mezní limity	52
5.3.5.	Hystereze	52
6.	Návrh nového snímače.....	52
6.1.	Výběr vhodného snímače	52
6.1.1.	Varianta č.1: Sestava konvenčních piezoelektrických snímačů	53
6.1.2.	Varianta č.2: Sestava konvenčních tenzometrických snímačů	56
6.1.3.	Varianta 3: Lepené kovové tenzometry	57
6.1.4.	Varianta 4: Lepené polovodičové tenzometry	57
6.1.5.	Váhová matice	58
6.2.	Konstrukce snímače	58
6.2.1.	Deformační člen	58
6.2.2.	Volba tenzometru	70
6.2.3.	Konstrukční řešení snímače	73
7.	Závěr	76

1. Úvod

Při vývoji kotoučových brzd je ve firmě TRW potřeba měřit svěrné síly, kterými brzdové obložení svírá kotouč. Svěrné síly jsou potřeba měřit pro získání závislosti těchto sil na dalších veličinách, jako je například aplikovaný brzdný tlak, tahová síla v táhlu parkovací brzdy, či odebíraný proud elektromotorem elektrické parkovací brzdy. V současné době se provádí měření svěrných sil pomocí jednoho konvenčního senzoru umístěného v relativně tuhém přípravku mezi pístem a prsty kotoučové brzdy. Tento způsob je sice robustní, ale nese s sebou určité nevýhody. Kvůli velikosti přípravku není možné měřit svěrné síly na brzdě osazené brzdovým obložením, čímž se vypustí vliv obložení. Dalším omezením je určitá nepřesnost při vyšších svěrných silách, kde dochází k ohýbání samotného třmenu. Ohyb třmenu je sice nepatrný, měřitelný jen laboratorními přístroji, ale výsledkem tohoto ohybu je, že síla vyvozená brzdovým pístem není přenesena přímo na osu snímače. Toto má za následek nepřesnost měření. Senzory od dodavatele mají zaručenou přesnost jen pro měření síly procházející axiální osou snímače, ale přesnost měření při úhlových odchylkách od osy již specifikována není. Cílem této práce je navrhnout snímač, se kterým se zvýší přesnost měření a eliminuje se vliv vzniklý ohybem (otevíráním) třmenu. Dalším cílem je umožnit měření s oběma třecími segmenty.

2. Automobilové brzdy

Vozidlo hmotnosti m pohybující se rychlostí v má kinetickou energii W_{kin} (Rovnice 1). Pro úplné zastavení tohoto vozidla v čase t je potřeba brzdný výkon P_b (Rovnice 2), kde čas t je čas čistého brzdění bez reakce řidiče a brzdového systému. Jelikož z prvního zákona termodynamiky víme, že žádná energie se nemůže nikde ztratit, musí se tím pádem i zmíněná kinetická energie transformovat. Velká většina dnešních vozidel je vybavena takzvanými třecími brzdami. Tento typ brzd pracuje na principu tření mezi rotující a pevnou částí brzdy, kde se kinetická energie vozidla transformuje na tepelnou (1).

$$W_{kin} = \frac{1}{2}mv^2$$

Rovnice 1

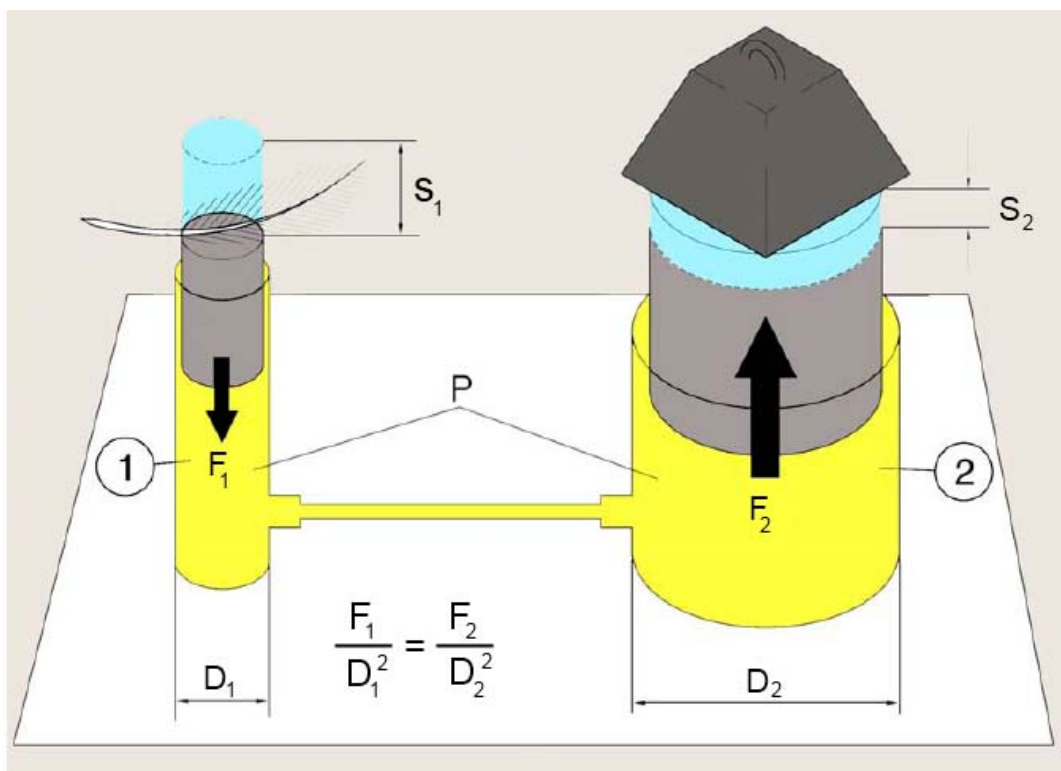
$$P_b = \frac{W_{kin}}{t}$$

Rovnice 2

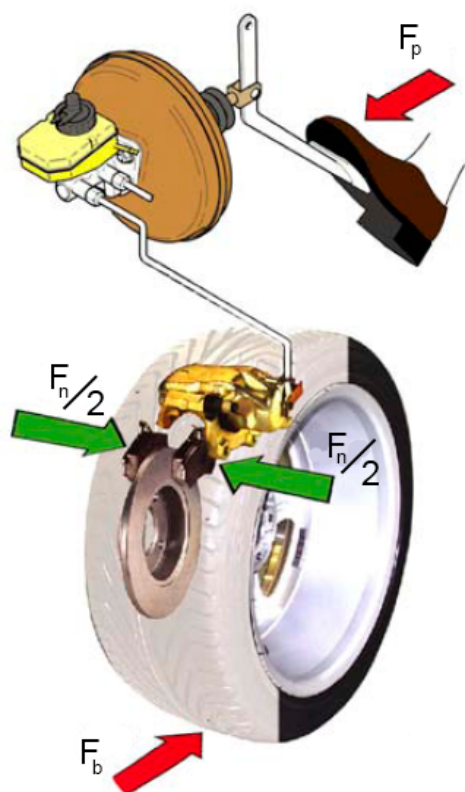
O třecí sílu F_t (Rovnice 3) se starají brzdové destičky s kotoučem u brzd kotoučových, a brzdové čelisti s bubnem u brzd bubnových. Normálová (přítlačná) síla F_n je od pedálu přenášena buďto mechanickým převodem, kapalinovým převodem, nebo vzduchovým převodem. Součinitel tření μ je dán materiálem a velikostí třecích segmentů. Mezi osobními vozidly je kapalinový převod nejrozšířenější. Kapalinový převod využívá hydrostatický Pascalův zákon: „Jestliže na kapalinu působí vnější tlaková síla, pak tlak v každém místě kapaliny vzroste o stejnou hodnotu“ (2). Tímto se síla sešlápnutí brzdového pedálu přenesse přes píst hlavního brzdového válce na píst rozpěrného válečku u brzd bubnových, nebo na píst ve třmenu u brzd kotoučových (Obrázek 1 a Obrázek 2). V této práci se budeme zabývat brzdami kotoučovými.

$$F_t = F_n \cdot \mu$$

Rovnice 3



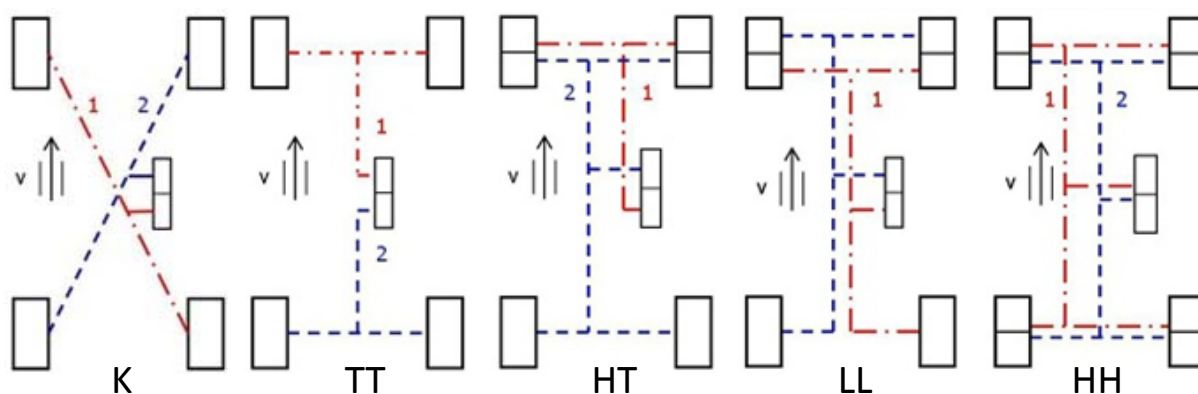
Obrázek 1, demonstrace Pascalova zákona (1)



Obrázek 2, názorné zobrazení přenosu síly od brzdového pedálu na píst kotoučové brzdy (1)

2.1. Hydraulické brzdové systémy

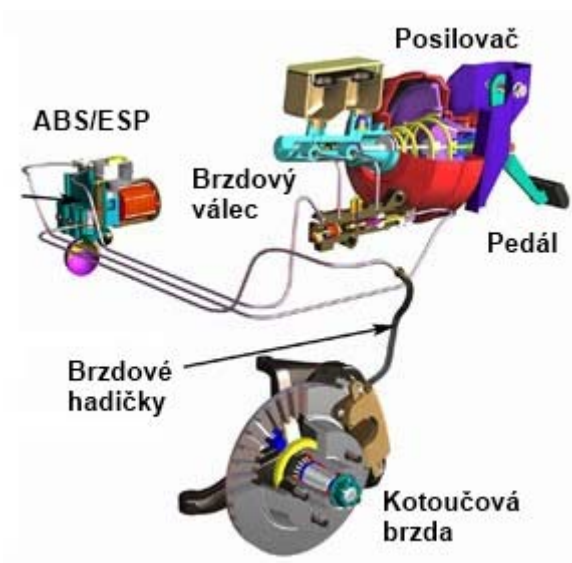
Hydraulicky ovládané brzdy jsou dnes nejvíce používaným brzdovým systémem u osobních vozidel. Používají se nejčastěji kotoučové brzdy u předních náprav s kombinací brzd bubnových pro nápravy zadní. U dražších aut jsou kotoučové brzdy použity u obou náprav. Brzdové soustavy se konstruují kvůli bezpečnosti dvouokruhové. Při havárii jednoho okruhu je druhý okruh stále funkční. Dva okruhy jsou předepsány i legislativou. V Evropě je v současnosti nejčastějším rozdělením okruhů K (takzvané diagonální), kde jeden okruh brzdí levé přední a pravé zadní kolo, a druhý okruh pravé přední a levé zadní kolo (*Obrázek 3*). Dalšími méně častými systémy rozdělení okruhů jsou TT (každý okruh brzdí jednu nápravu), HT (první okruh brzdí obě nápravy a druhý jen přední nápravu), LL (každý okruh brzdí přední nápravu a jedno zadní kolo), HH (každý okruh brzdí obě nápravy).



Obrázek 3, ukázky různých rozdělení okruhů dvouokruhových brzd (3)

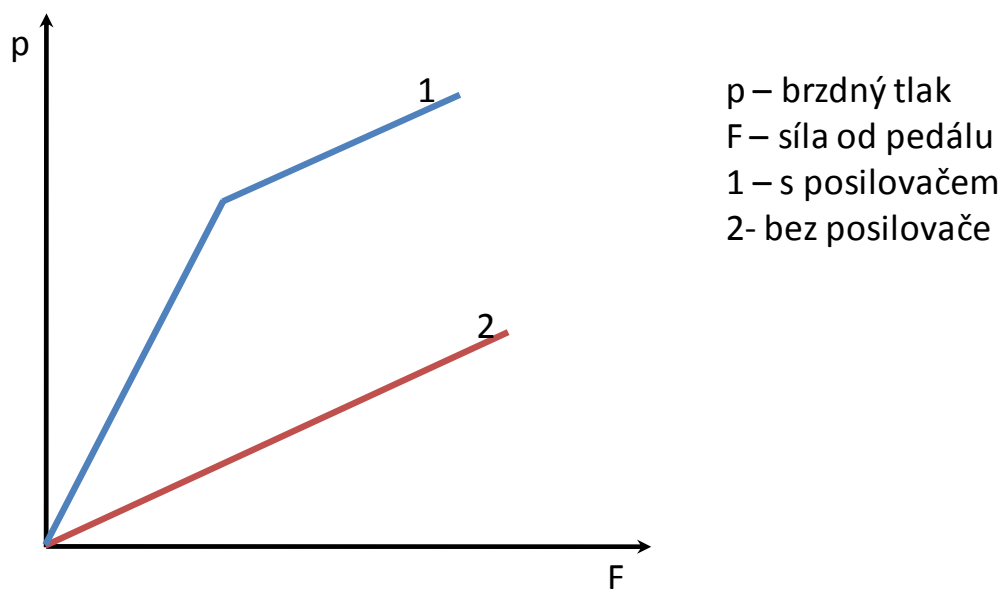
Hlavními komponenty hydraulického brzdového okruhu s kotoučovými brzdami jsou hlavní brzdový válec, který přenáší sílu sešlápnutí od pedálu do tlaku v brzdovém okruhu, dále podtlakový posilovač, který tuto sílu zvětšuje, dále ABS nebo ESP pro řízení a distribuci tlaku, pokud je jím vozidlo vybaveno, a kotoučové brzdy (*Obrázek 4*). Posilovač brzd, jak již bylo řečeno, zvětšuje sílu sešlápnutí pedálu. Zvětšení této síly je nutné k pohodlnému vyvození takové přitlačné síly mezi destičkami a kotoučem, aby bylo možno brzdit vozidlo na mezi adheze, to znamená největší možnou brzdnou silou. Tato síla závisí na hmotnosti a rychlosti vozidla a při kritickém brzdění dosahuje vysokých hodnot. Takto velké síly není možno dosáhnout jednoduchým hydraulickým převodem, kde by se o zvětšení síly od pedálu

staral rozdíl průměrů pístů v hydraulickém válci a třmenu. Takový rozdíl průměrů pístů by nebyl praktický a ani zástavbou možný.



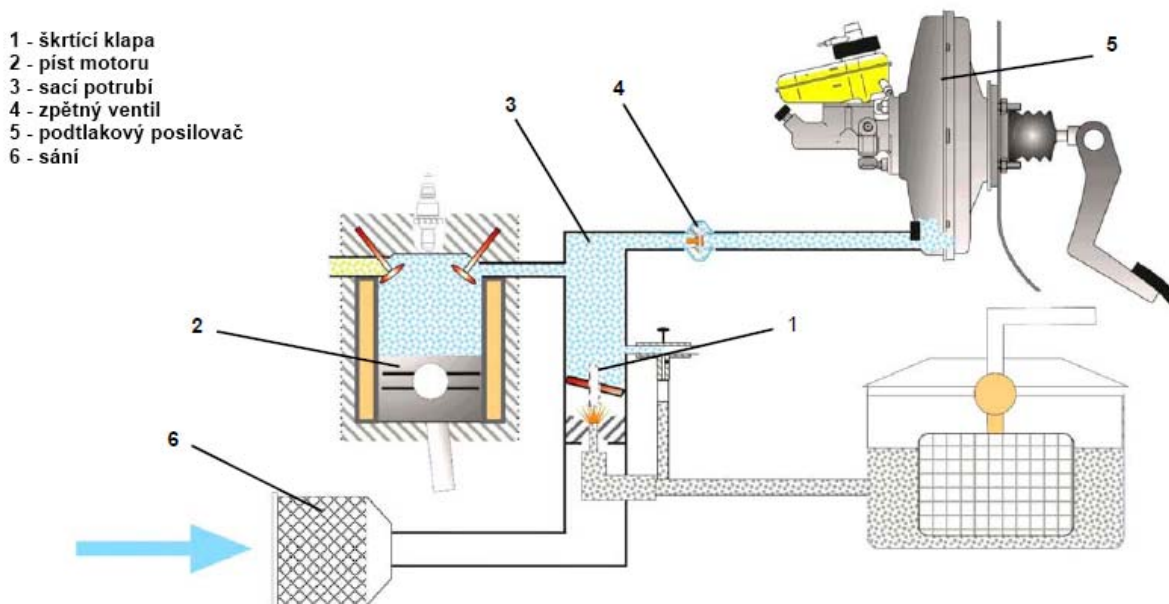
Obrázek 4, názorná ukázka základních komponentů brzdového okruhu (1)

Rozdíl mezi tlakem v brzdovém okruhu vyvolaným s posilovačem a bez posilovače je patrný z obrázku (Obrázek 5).



Obrázek 5, ukázka závislosti hydraulického tlaku na síle od pedálu s posilovačem a bez posilovače

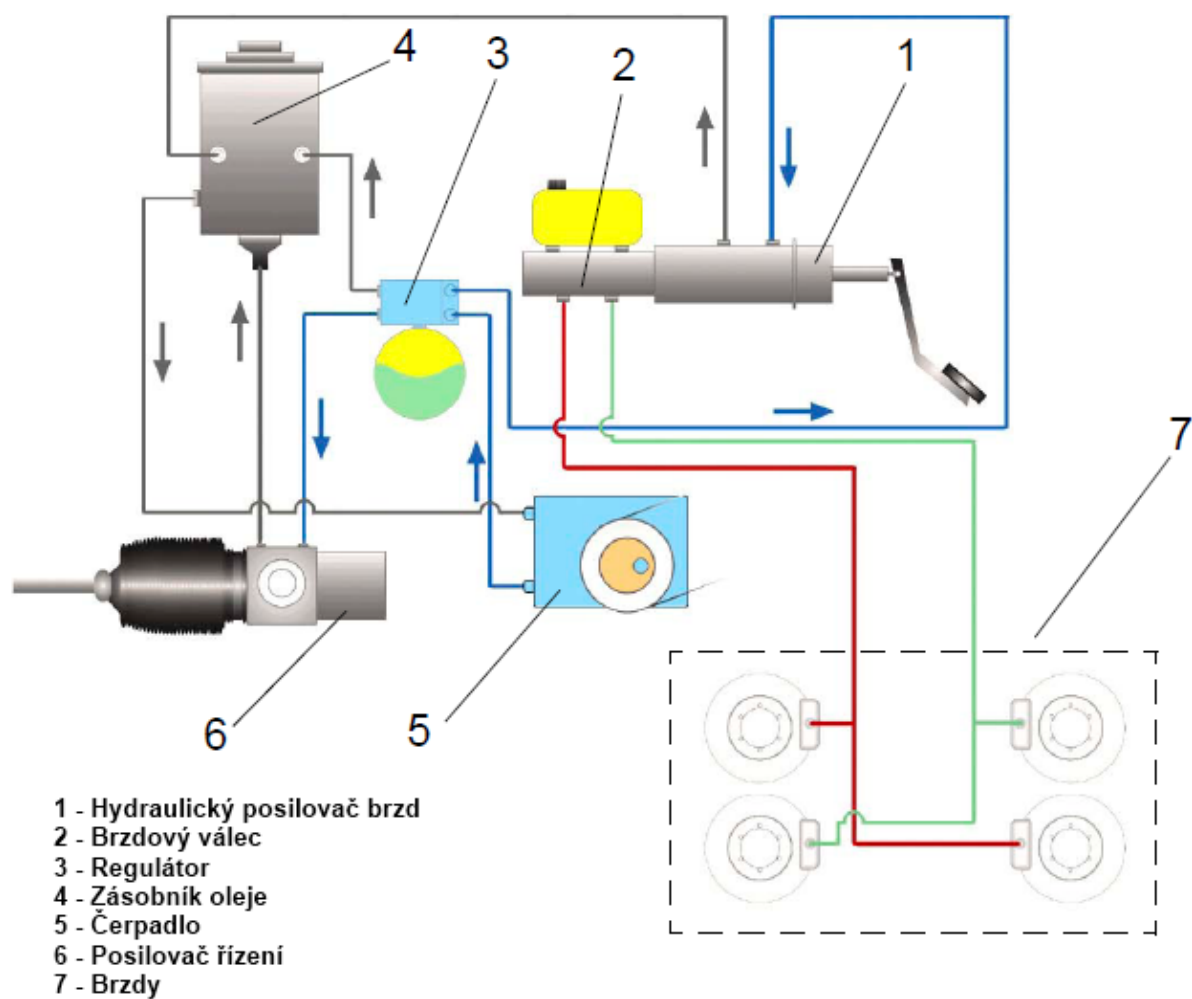
Posilovač může být podtlakový či hydraulický. Podtlakový posilovač využívá podtlaku ze sacího potrubí spalovacího motoru. Tento podtlak potom slouží k vytvoření tlakového spádu mezi dvěma komorami posilovače oddělené membránou. Díky ploše membrány a tlakovému spádu je potom získána výsledná síla, která je přenesena na píst brzdového válce (Obrázek 6).



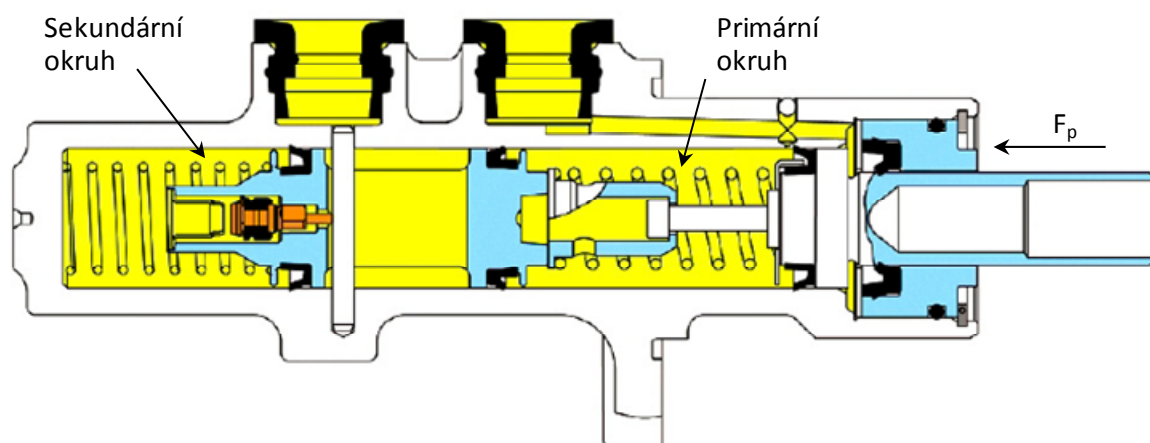
Obrázek 6, princip podtlakového posilovače (1)

Hydraulický posilovač je použit v případech, kde použití podtlakového posilovače problematické, nebo není vůbec možné. Posilovací účinek je vytvářen přímo v brzdovém okruhu hydraulickým čerpadlem (Obrázek 7). Dalším zmíněným komponentem je brzdový válec, který transformuje silový účinek na tlakový. To se děje stlačováním brzdové kapaliny primárním a sekundárním pístem. Každý píst tlakuje brzdovou kapalinu pro jeden okruh (Obrázek 8). ABS (Anti-lock Brake System) a ESC (Electronic Stability Control) jsou dalšími, dnes již běžnými součástmi brzdového systému. Standardně jsou tyto komponenty mimo provoz a brzdová kapalina jimi při brzdění jen protéká. Na řadu přicházejí v případě, kdy vozidlo ztratí adhezi s vozovkou. To znamená při kritickém brzdění za mezí adheze či při rychlém průjezdu zatáčkou také za mezí adheze. V těchto případech se uvede ABS či ESP do činnosti. Hlavní funkcí těchto systémů je nedovolit ztrátu styku s vozovkou. ABS zabráňuje blokování kol při kritickém brzdění tím, že reguluje brzdný tlak na kolech, která mají tendenci se blokovat. Informace o blokujících se kolech dostává ABS od snímačů otáček na každém kole. ESC systém má mnoho funkcí včetně ABS. Kromě regulace brzdného tlaku při kritickém brzdění dokáže také samo brzdit jednotlivá kola nebo úplně zastavit vozidlo. Toho

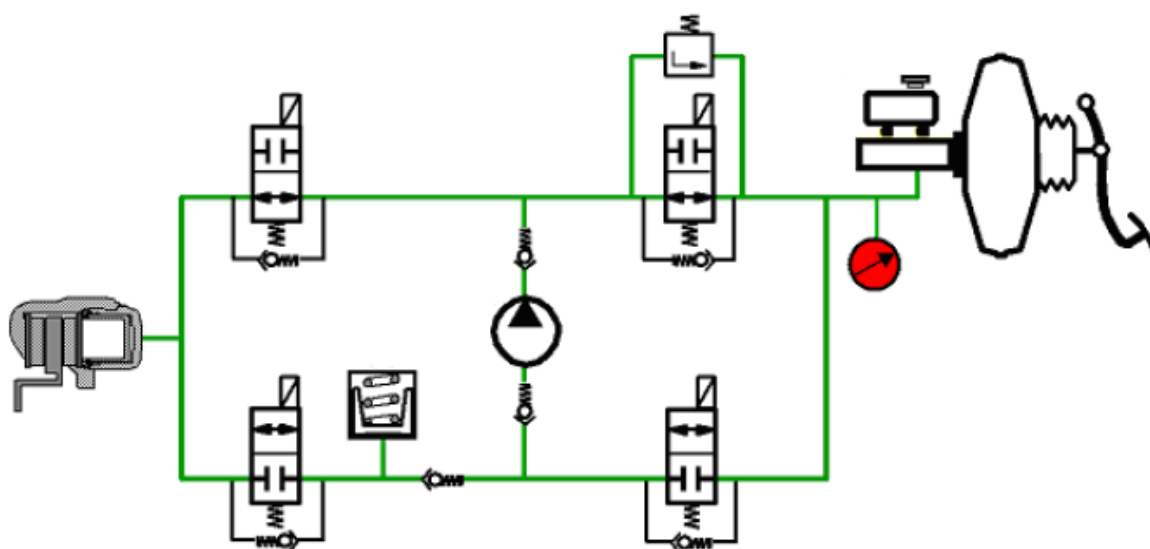
se využívá při ztrátě stability vozidla při průjezdu zatáčkou, kdy se přibrzděním určitých kol vyvolá moment vůči těžišti vozidla, který vozidlo srovná do požadovaného směru. Údaje o vozidlu získává ESC ze snímače natočení volantu, senzoru zrychlení a snímačů otáček z každého kola. Oba systémy jsou hydraulické bloky s řadou dvoupolohových jednocestných ventilů a vlastními dvěma čerpadly pro dva brzdové okruhy (Obrázek 9).



Obrázek 7, brzdový okruh s hydraulickým posilovačem (1)



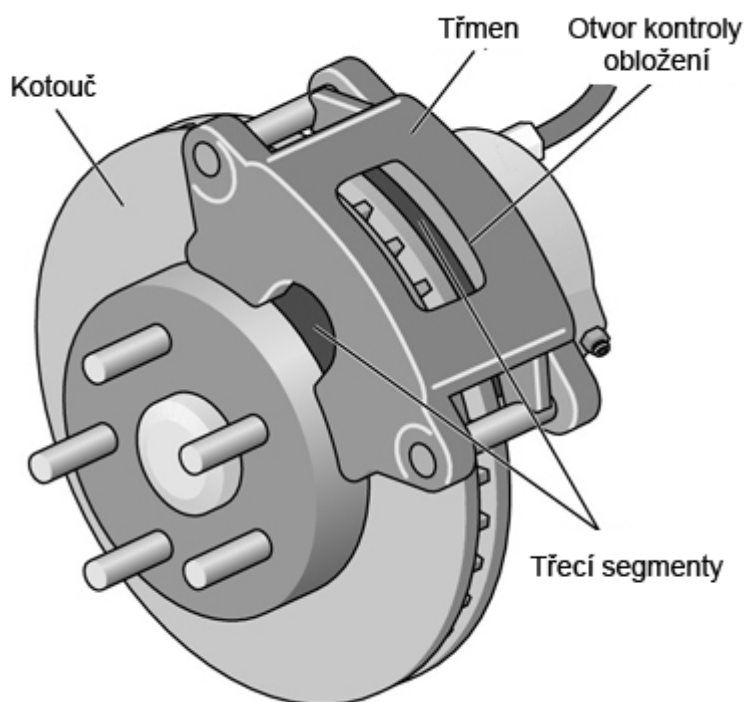
Obrázek 8, průřez hlavním brzdovým válcem (1)



Obrázek 9, schéma brzdového okruhu s ESP (4)

2.1.1. Konstrukce kotoučových brzd

Posledním komponentem, který si rozebereme detailněji, je kotoučová brzda. Jak již bylo zmíněno dříve, automobilové brzdy využívají ke zpomalení vozidla disipaci kinetické energie do tepla. Toto teplo vzniká třením mezi třecími segmenty a kotoučem, je závislé na svěrné (normálové) síle, součiniteli tření třecích segmentů, adhezi mezi pneumatikami a vozovkou, hmotnosti a rychlosti vozidla. Čím větší je svěrná síla či součinitel tření segmentů, tím větší je výsledná třecí síla a tím pádem i vzniklé teplo. Větší rychlost a hmotnost vozidla také zvýší vzniklé teplo. Adheze mezi pneumatikami a vozovkou nám pak udává maximální svěrnou sílu, kterou je vozidlo schopno přenést na vozovku aniž by se zablokovala kola. Základní komponenty kotoučové brzdy jsou třmen, třecí segmenty a kotouč (Obrázek 10).



Obrázek 10, kotoučová brzda (5)

Brzdový kotouč je součástí náboje, na kterém je přímo nasazeno kolo. Ve velké většině kovový. Jen u dražších automobilů se za příplatek používají kotouče s keramickou příměsí, které jsou lehčí a méně se opotřebovávají. Kotouč se při brzdění značně zahřívá, proto bývá konstruován s chladicími otvory.

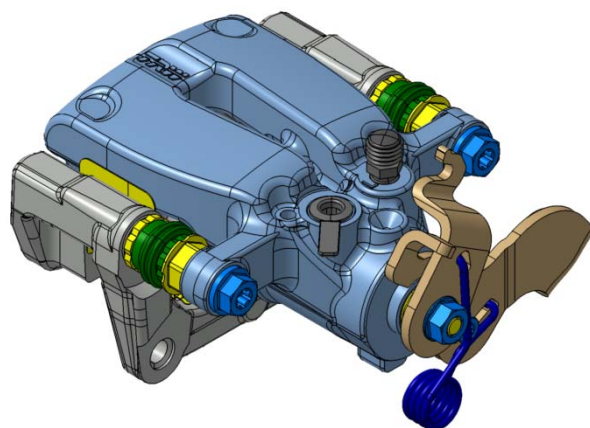
Třmen je ve valné většině hliníkový odlitek a je pevně spojen s podvozkem automobilu. Tvarem obepíná kotouč. Hlavními součástmi mimo hliníkového těla je píst pro

transformaci hydraulického tlaku na přitlačnou sílu a třecí segmenty pro sevření kotouče a vyvolání třecí síly. Třmeny se v minulosti používaly pevné, kde byl z každé strany kotouče jeden či dva pístky přitlačující třecí segment (*Obrázek 11 vlevo*). Postupem času se od této konstrukce upustilo a nyní se používají třmeny plovoucí, kde přitlačná síla vyvolaná na třecím segmentu u pístu způsobí posuv třmenu na čepech a přitlačení druhého třecího segmentu na takzvané prstové straně třmenu (*Obrázek 11 vpravo*). Plovoucí třmeny jsou lehčí a jednodušší jelikož mají jen jeden či dva pístky, u kterých je potřeba zajistit dostatečné utěsnění.



Obrázek 11, pevný třmen kotoučové brzdy vlevo a plovoucí třmen vpravo (6)

V této práci se budeme zabývat problematikou měření svěrných sil na plovoucích třmenech, kde tato problematika vyplývá z konstrukce třmenu, proto si dále detailněji rozebereme konstrukci jen třmenu plovoucího. A jelikož je nejproblematičtější měření na brzdách zadní nápravy, budeme se dále zabývat jen třmeny s parkovací brzdou. Problémy a nepřesnosti měření budou rozvedeny v další kapitole, zde si rozebereme jen konstrukci brzdy (*Obrázek 12 a Obrázek 13*).



Obrázek 12, kotoučová brzda zadní nápravy s manuálním parkovacím mechanismem

Hlavním komponentem zadní brzd je třmen. Ve valné většině jde o odlitek slitiny hliníku. Třmen musí být dostatečně pevný, aby působením svěrné síly nedocházelo k jeho "rozevírání", které by mohlo způsobit naklonění či vzpříčení pístu. Třmen můžeme rozdělit na dvě poloviny, z nichž jedné se říká "prstová" a druhé "pístová" (Obrázek 11). Pístová strana je ta, kde je uložen píst. Prstová strana je naproti a jmenuje se tak podle dvou podpor, které podepírají brzdovou destičku. Dále jsou ve třmenu vodící pouzdra, kterými je třmen uložen na vodících čepech. Upevňovacími šrouby je třmen připevněn k držáku brzdy. Držák brzdy je litinový odlitek na pevně spojený se zavěšením kola. Držák slouží také jako podpora a vedení třecích segmentů. Třecí segmenty neboli brzdové destičky se skládají z brzdového obložení a podpůrné zadní desky. Zadní deska bývá ocelová. Brzdové obložení je vyrobeno z kompozitního materiálu speciálně vyvinutého pro tuto aplikaci. Frikční kompozity pro brzdová obložení osobních automobilů se běžně skládají z více než desíti komponent a nejsou nikterak výjimečné i kompozity s obsahem více než 25 složek. Což znamená, že v praxi je obtížné dohledat informace o složení těchto kompozitů, jelikož tyto informace patří mezi přísně střežená firemní tajemství. Všechny tyto složky lze rozdělit do čtyř základních kategorií: abraziva, funkční plniva, plniva a pojiva.

Mezi nejznámější abraziva patří zirkon (ZrSiO_4), korund (Al_2O_3) a karbid křemíku (SiC). Kromě vysoké hodnoty frikčního koeficientu abraziva zajišťují jeho stabilitu při vysokých teplotách (pozn. náhlý pokles frikčních vlastností při zvýšených teplotách je označován jako tzv. „fade“ jev), v průběhu brzdění také odstraňují teplem degradovaný materiál, který vzniká na povrchu brzdové destičky v průběhu tření, a tím obnovují frikční povrch.

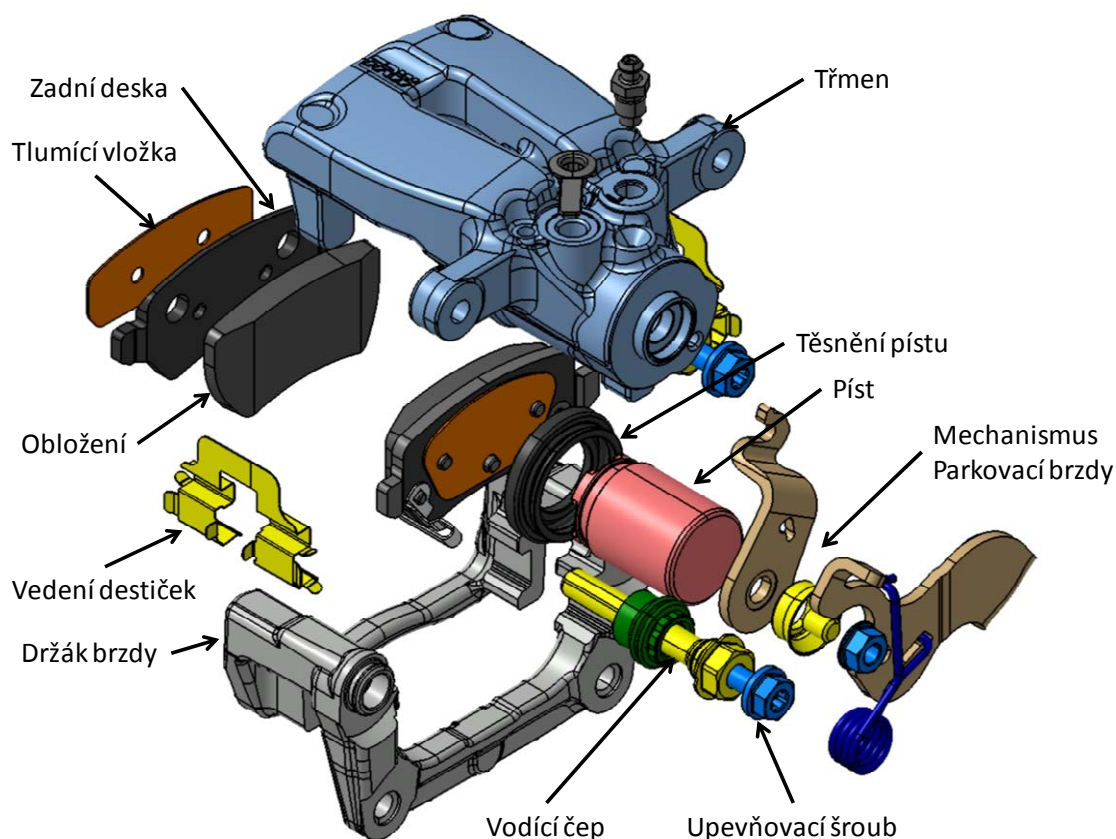
Funkční plniva mají za úkol jednak vyplnit objem kompozitu, ale zároveň i přispět k některé z požadovaných vlastností. Typickým příkladem funkčních plniv jsou tuhá maziva, mezi nejznámější patří grafit (C), stibnit (Sb_2S_3) a sulfid molybdeničitý (MoS_2). Jejich přítomnost sice ve většině případů snižuje hodnotu frikčního koeficientu, ale bez jejich přítomnosti by byl průběh vlastního brzdění provázen „vibracemi“ brzdového pedálu.

Plniva jsou materiály, jejichž hlavním úkolem je vyplnit prostor vyrobeného vzorku. Jedním z nejznámějších plniv je například baryt (BaSO_4). Přestože jsou plniva považovány za indiferentní složky, předpokládá se, že se podílejí na výsledných frikčně-otěrových vlastnostech.

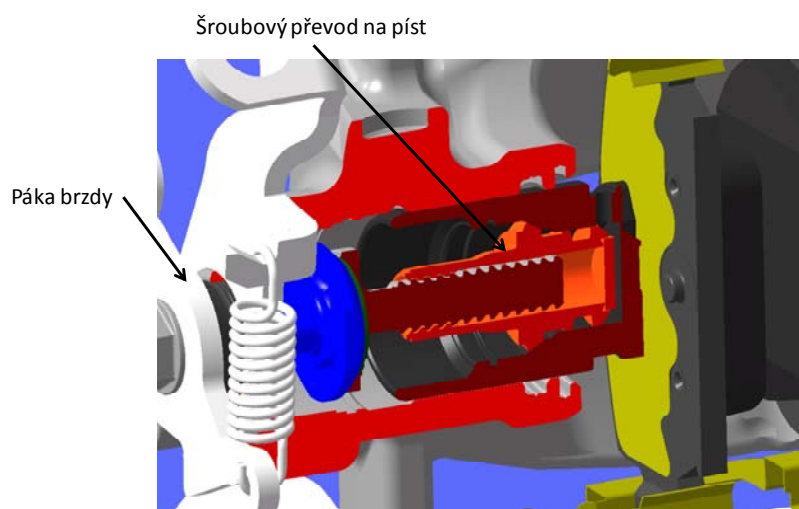
Pojiva patří, vzhledem k jejich množství v těchto typech kompozitů, k majoritním složkám a rovněž se významně podílejí na funkčních vlastnostech kompozitů. Nejběžnějšími typy pojiv u NAO frikčních kompozitů jsou fenol-formaldehydové pryskyřice, z nichž převažují Novolaky, přičemž pojiva tohoto typu jsou schopna vydržet zatížení při teplotách do 250°C . Při volbě vstupních složek pro výrobu brzdových obložení je snahou použít pokud možno ekologicky šetrné materiály. Mezi tyto materiály patří zejména přírodní látky jako je zirkon, baryt, stibnit, vápenec apod., v současné době je také velká pozornost věnována využití obnovitelných materiálů jakými jsou rostlinná vlákna (jutová, konopná apod.), nebo drcené slupky různých ořechů, např. kokosových, vlašských či lískových ořechů. Nejběžněji používaným pojivem je fenol-formaldehydová pryskyřice, která se připravuje synteticky polymerací reakcí fenolu a formaldehydu, tedy dvou organických látek, které nelze považovat za ekologicky šetrné. V poslední době se objevují snahy o náhradu fenolických pryskyřic opět polymery připravených z přírodních organických molekul, např. kardanolu, který se izoluje z tekutiny, která obklopuje vlastní jádro kešu oříšků. I přes vědecké úsilí věnované této problematice nelze v brzké době počítat s masivní náhradou fenolické pryskyřice polymery na bázi těchto přírodních látek. Je třeba říci, že volba ekologicky šetrných složek pro výrobu brzdových destiček neznamená automaticky, že se jedná o ekologicky šetrný produkt. V průběhu brzdění dochází v místě styku frikčního kompozitu a litinového disku k nárůstu teploty, přičemž lokálně může dojít k ohřátí i na teploty okolo 1000°C . Vysoká teplota a tlak, který je v místě styku brzdové destičky a kotouče mají za následek průběh tzv. tribochemických reakcí, tj. reakcí které vznikají v průběhu tření. Výsledkem těchto tribochemických reakcí jsou nové chemické látky odlišného složení v porovnání s původními, ekologicky šetrnými materiály, použitými pro výrobu brzdových destiček. Typickými tribochemickými reakcemi je tepelná degradace fenolické pryskyřice, oxidace kovových složek, vznik slitin v případě brzdového obložení s obsahem kovových

složek. Dalším příkladem funkčních plniv jsou různé typy organických (např. kevlarová vlákna), anorganických nekovových (např. čedičová vlákna) či kovových vláken (např. ocelová vlákna), jejichž funkce spočívá ve zpevnění výsledného frikčního kompozitu a ve tvorbě tzv. primárních kontaktních ploch (pozn. literatura uvádí, že během brzdění je pouze asi 20% celkové plochy brzdové destičky v kontaktu s rotujícím diskem) (7).

Dalším důležitým komponentem kotoučové brzdy je píst s těsněním. Píst je uložen přímo ve třmenu v dutině, kam je přivedena brzdová kapalina. Píst slouží k transformaci tlaku v brzdové soustavě na axiální silové působení, kde tlak kapaliny na ploše pístu působí silou přes tělo pístu a třecí segment na kotouč. Těsnění pístu má mimo těsnící funkci dále funkci vymezení vůle, o kterou se má destička vrátit zpět po uvolnění hydraulického tlaku. Součástí zadní brzdy je také mechanismus parkovací brzdy. Nejběžnějším mechanismem parkovací brzdy je stále mechanický pákový převod na píst. Páka působí přes šroubovici pomocného šroubu na píst (Obrázek 14). Od řidiče je brzdná síla na tuto páku přenášena ocelovým lankem (8).

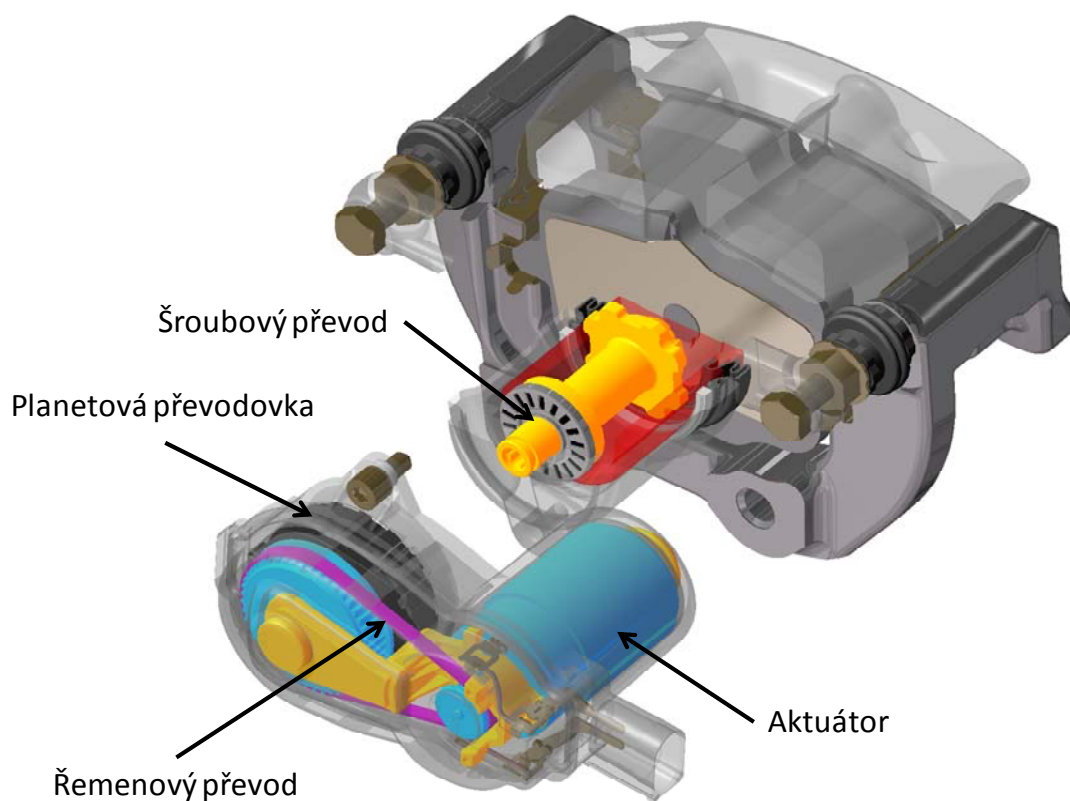


Obrázek 13, komponenty kotoučové brzdy zadní nápravy s manuálním mechanismem parkovací brzdy



Obrázek 14, mechanismus manuální parkovací brzdy (9)

Modernějším a stále používanějším mechanismem je elektronická parkovací brzda. Tento systém je takzvaný "drive by wire", kde již není mechanická vazba mezi řidičem a brzdou, ale je zde jen elektrické vedení. Řidič pouze stiskne tlačítko, které tuto brzdou aktivuje. Hlavními částmi tohoto řešení je elektromotor, takzvaný "aktuátor", dále řemenový převod, planetová převodovka a šroubový převod (Obrázek 15).



Obrázek 15, elektronická parkovací brzda (9)

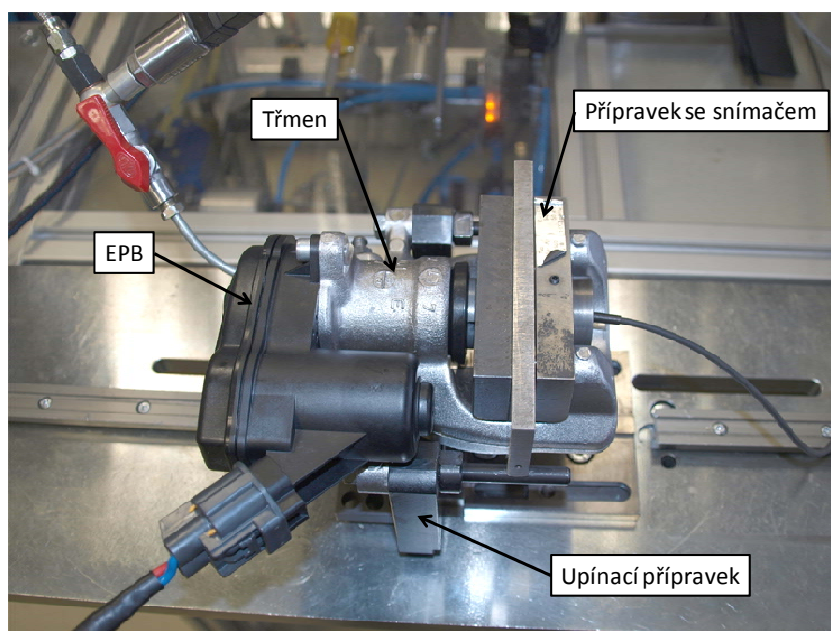
Rotační pohyb aktuátoru je přes řemínek přiveden na planetovou převodovku, kde jsou sníženy výstupní otáčky a zvýšen krouticí moment. Tento krouticí moment je pak přes šroubový převod transformován na axiální pohyb pístu s dostatečnou přitlačnou silou.

3. Měření svěrných sil

3.1. Současný způsob měření

V současné době se k měření svěrných sil používá jeden konvenční tenzometrický snímač montovaný na přípravku nahrazující kotouč a brzdové destičky (*Obrázek 16*). Snímač je od firmy Kistler a jde o typ 4577A 50 C3.

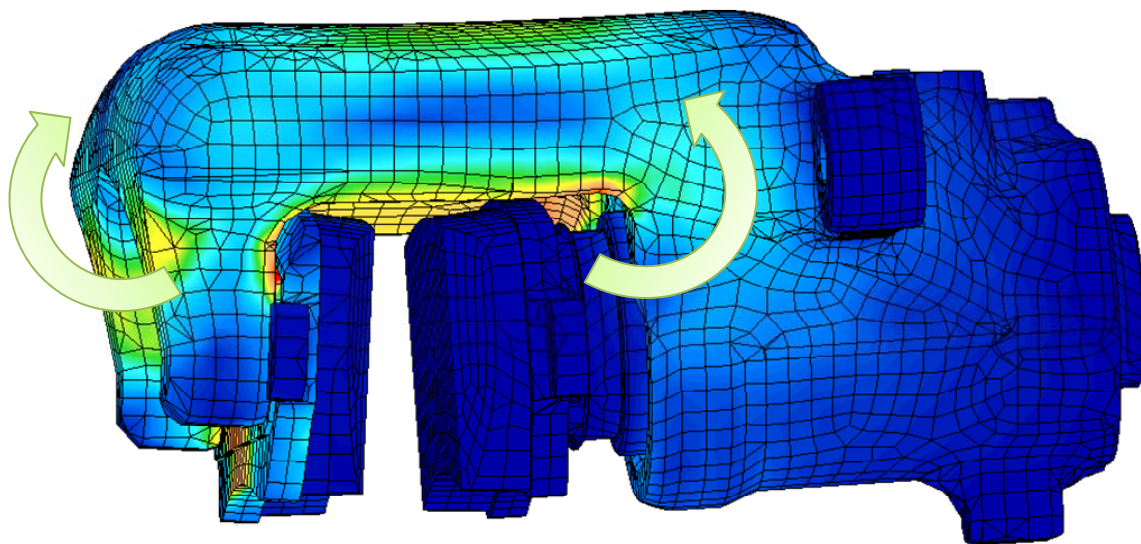
Svěrné síly kotoučových brzd se měří z důvodu zjištění závislosti těchto sil na hydraulickém tlaku, na síle lanka parkovací brzdy a na odebíraném proudu elektromotoru elektronické parkovací brzdy. Ze závislosti svěrné síly na hydraulickém tlaku se zjišťují ztráty a pasivní odpory dané konstrukcí brzdy. Závislost svěrné síly na síle v lanku parkovací brzdy, či na délkovém prodloužení lanka parkovací brzdy, je potřeba pro zákazníka z důvodu zástavby a konstrukce mechanismu páky parkovací brzdy. U elektronické parkovací brzdy jsou závislosti svěrné síly na různých parametrech elektromotoru brzdy potřebné pro vývoj mechanismu a opět pro zákazníka, kvůli dimenzování elektrického obvodu s ohledem na odebírané proudy.



Obrázek 16, současný způsob měření svěrných sil v TRW

Třmen je uchycen za "uši" na upínacím přípravku dvěma piny, na kterých je položen přípravek se snímačem. Přípravek se skládá ze dvou tuhých ocelových desek nahrazujících brzdové destičky, mezi kterými je deska nahrazující kotouč. V tuhé desce na prstové straně je uložen snímač.

Tato metoda je dostatečně robustní a relativně přesná, do 1% z rozsahu, avšak nese s sebou určité nevýhody. Největší nevýhodou je velikost. S touto koncepcí není možné měřit svěrné síly s brzdovými destičkami a zahrnout tak jejich vliv. Brzdové obložení ovlivňuje měření zmíněných závislostí svou tuhostí. Deformace destiček působením svěrných sil ovlivňuje jak výslednou dráhu lanka parkovací brzdy, tak i potřebný počet otáček elektromotoru pro zatažení elektronické parkovací brzdy. Další nevýhodou je určitá nepřesnost při velkých zatíženích. Při působení velkých sil, ke kterému dochází při aplikaci brzdné síly od pedálu řidiče současně s aplikovanou parkovací brzdou, dochází k takzvanému "otevírání" třmenu. Otevírání třmenu je způsobeno jeho ohybem a výsledkem tohoto je odklonění prstové strany (Obrázek 17). Díky tomuto odklonění nepůsobí svěrná síla v ose snímače, což vede k nepatrným nepřesnostem. Výrobce snímače udává jeho přesnost jen pro případ působení sil v jeho ose. Odchyłky pro působení mimo osu již uváděny nejsou.



Obrázek 17, demonstrace otevírání třmenu pod působením velkých sil

3.2. Požadavky na měření

Základním požadavkem je vejít se zástavbou i do menších zadních kotoučových brzd, kde se pohybuje tloušťka kotouče od 8mm. Maximální výška celého přípravku je tedy 8mm. Dalším požadavkem je přesnost a linearita, kde bychom se měli pohybovat do 1% z rozsahu. Posledním požadavkem je možnost měření svěrných sil v různých místech brzdových destiček. Různými místy se rozumí vnitřní a vnější poloměr, náběžná a úběžná strana. Tímto by se měl i podstatně eliminovat vliv ohybu třmenu na přesnost měření.

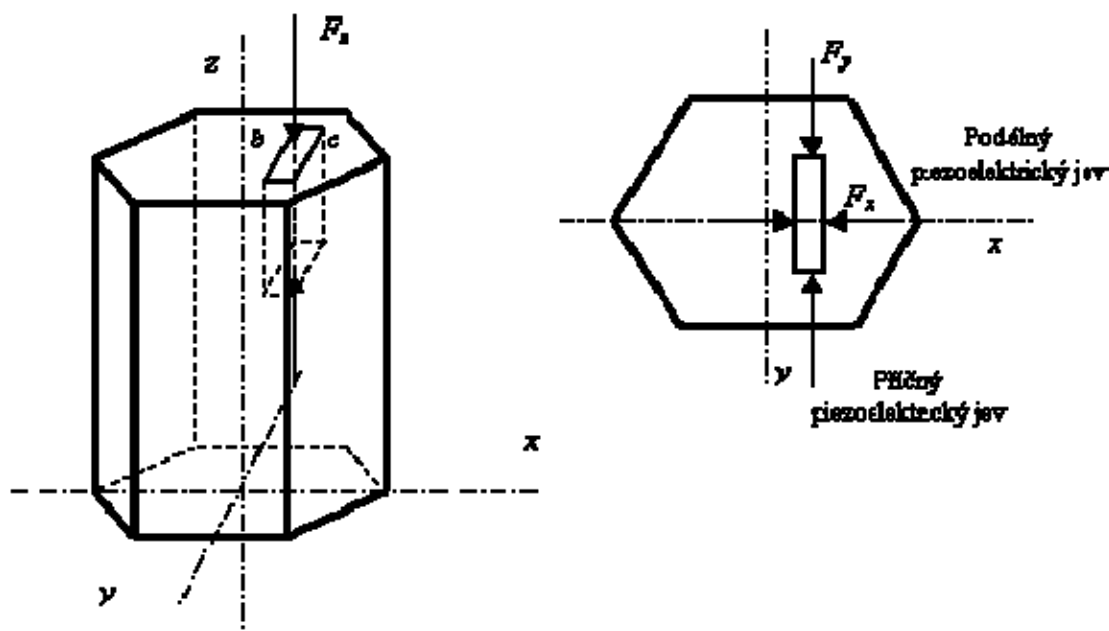
4. Konvenční piezoelektrické snímače

U konvenčních snímačů síly patří piezoelektrické snímače k těm nejmenším. Využívá se v nich piezoelektrického jevu, který spočívá v tom, že uvnitř některých polykrystalických dielektrik vzniká vlivem mechanické deformace elektrická polarizace, čímž se na povrchu tvoří zdánlivé náboje, které mohou na přiložených elektrodách vázat nebo uvolňovat náboje skutečné. Ve zkratce zatížením deformovaný piezoelektrický krystal generuje napětí, které je závislé na jeho deformaci, čili na silovém působení (10).

4.1. Piezoelektrický jev

Piezoelektrina byla objevena již v roce 1880 bratry Pierrem a Jacquesem Curieovými na krystalech turmalínu (hlinitoborokřemičitan železa) a křemene (SiO_2). Objevitelé vypožorovali jev, který znamenal vznik elektrických nábojů na plochách (středově nesymetrických) krystalů těchto látek v důsledku jejich mechanického namáhání. Vygenerovaný elektrický náboj je tomuto silovému působení přímo úměrný. Jev byl nazván "piezoelektrický", podle řeckého slova *piedzó* (tlačit). Dielektrická polarizace některých látek je tedy vázána jejich elastickou deformaci - tlak, tah, ohyb, stříh, krut (11).

V měřicí technice se nejčastěji využívá křemen (SiO_2), který má velmi dobré vlastnosti. Křemen krystalizuje v šesterečné soustavě, přičemž elementárním prvkem je šestiboký hranol. Má tři základní osy, jež jsou z hlediska vzniku piezoelektrického jevu velmi důležité. Podélná osa z se nazývá optická, osy x protínající hrany kolmo na optickou osu jsou elektrické a osy y , které jsou kolmé k osám x a ose z označujeme jako mechanické nebo neutrální (*Obrázek 18*).



Obrázek 18, Piezoelektrický jev u krystalu křemene (10)

Vyřízneme-li z krystalu SiO_2 destičku tak, aby její hrany byly rovnoběžné s jednotlivými osami, pak vlivem sil působících kolmo na optickou osu hranolu se krystal zelektrizuje, přičemž vektor polarizace P bude směřovat podél elektrické osy. Na plochách kolmých na elektrickou osu se objeví náboje. Působením síly F_z rovnoběžně s optickou osou se krystal neelektrizuje. Obecná teorie piezoelektrického jevu předpokládá, že existují lineární vztahy mezi složkami vektoru elektrické polarizace a složkami tenzoru mechanické deformace. Omezíme se na případy, kdy síly působí na křemen ve směru osy x (elektrická osa) a osy y (mechanická osa). Působí-li na destičku rovnoměrně rozložená síla F_x podél osy x , pak bude vektor elektrické polarizace P_e směřovat rovnoběžně s osou x (podélný piezoelektrický jev). Elektrická polarizace P_e je úměrná deformaci (v mezích pružných tlakových deformací) (Rovnice 4).

$$P_e = k_p \cdot p_x$$

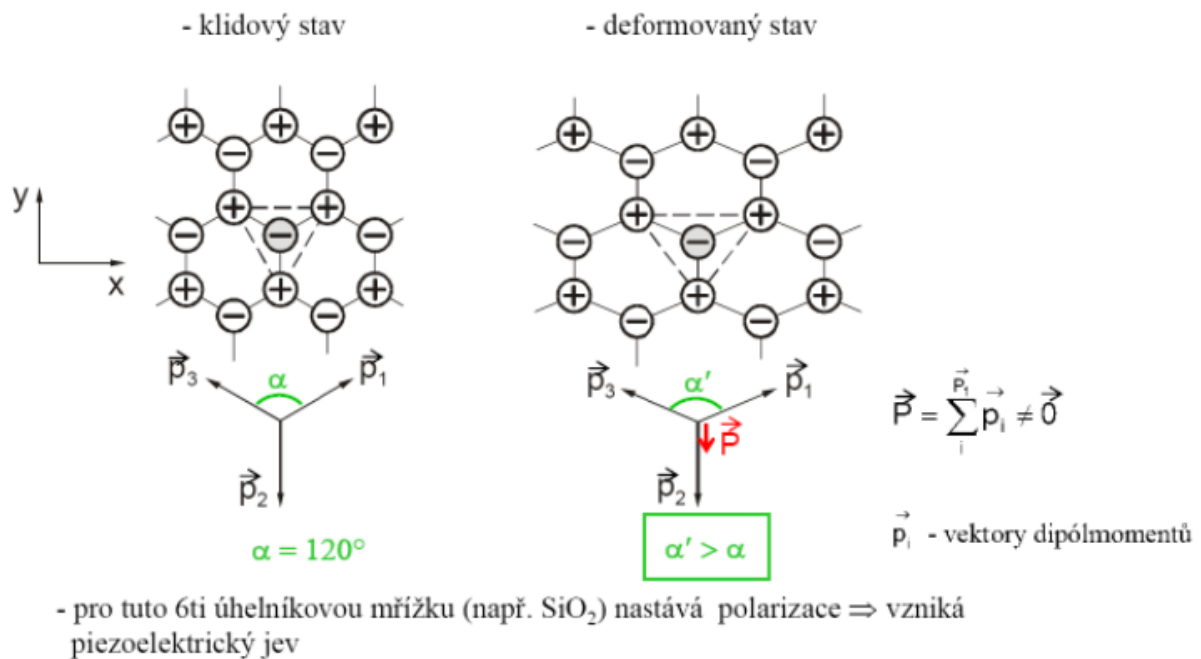
Rovnice 4

Kde k_p je piezoelektrická konstanta a p_x je tlakové působení síly F_x na ploše S_x . Vzniklý náboj Q_e je potom roven násobku vektoru elektrické polarizace P_e a ploše působení S_x (Rovnice 5).

$$Q_e = P_e \cdot S_x = k_p \cdot F_x$$

Rovnice 5

Odkud vyplývá že velikost vzniklého náboje nezávisí na velikosti krystalu, plocha působení S_x ze vztahu vypadne.



Obrázek 19, polarizace 6ti úhelníkové mřížky SiO_2 (12)

Při působení síly F_y rovnoběžně s mechanickou osou dochází k příčnému piezoelektrickému jevu (Obrázek 19), náboje vznikají opět jen na plochách bc kolmých na elektrickou osu, avšak směr polarizačního vektoru je záporný (Rovnice 6).

$$P_e = -k_p \cdot p_y = -k_p \frac{F_y}{S_y}$$

Rovnice 6

Dosazením do rovnice pro vzniklý náboj Q_e (Rovnice 7) zjistíme, že zde velikost náboje závisí na rozměrech krystalu. Zvětšováním poměru ploch S_x/S_y docílíme zvětšení citlivosti snímače.

$$Q_e = P_e \cdot S_x = -k_p \cdot F_y \frac{S_x}{S_y}$$

Rovnice 7

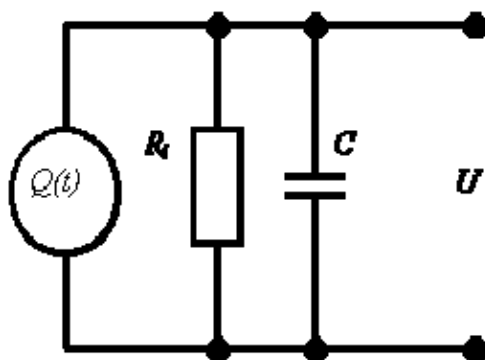
Na dvou rovnoběžných deskách krystalu o kapacitě C v důsledku přítomnosti náboje Q_e získáme napětí U (Rovnice 8).

$$U = \frac{Q_e}{C}$$

Rovnice 8

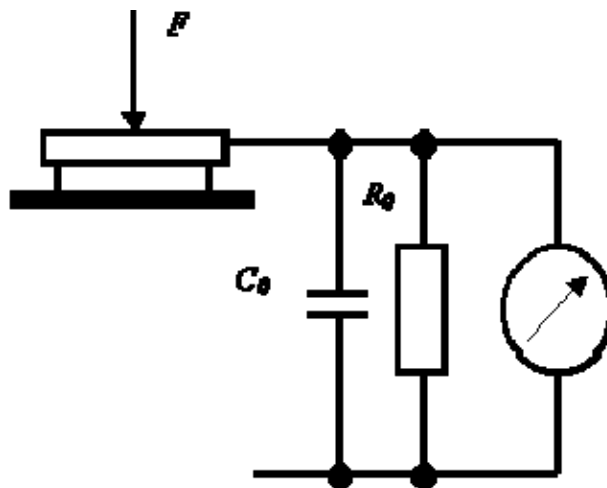
Piezoelektrický jev u krystalů křemene je až do 200°C téměř nezávislý na teplotě. Piezoelektrická konstanta závisí v tomto rozsahu na teplotě asi 0,01%/°C.

Piezoelektrický snímač se při působení neelektrické veličiny chová jako generátor náboje. V elektrickém náhradním schématu (Obrázek 20) je R_i definován vnitřním a povrchovým odporem použitého materiálu. Kapacita C je závislá na geometrických rozměrech krystalu a permitivitě použitého materiálu.



Obrázek 20, elektrické náhradní schéma piezoelektrického snímače (10)

Při zapojení do elektrického obvodu (Obrázek 21) je třeba uvažovat také izolační odpor použitého kabelu R_{iz} a jeho kapacitu C_v . Parametry celku jsou pak dány celkovým součtem kapacit a součtem vodivostí jednotlivých odporů. K měření napětí je nutno použít přístroj pracující v bezproudovém režimu (aby neodsával náboj ze snímače). Snímač je také nutno stínit proti vlivům vnějších elektrických polí.



Obrázek 21, zapojení snímače k měřicímu přístroji (10)

Výstupní napětí dále závisí na počátečním náboji Q_0 , počátečním napětí U_0 , celkovém odporu R_0 (daným odporem snímače, vedení a vnitřním odporem měřícího zařízení), celkové kapacitě C_0 (dané součtem kapacity snímače, vedení a měřidla) a času t od počátku zatížení snímače (Rovnice 9).

$$U = \frac{Q_0}{C_0} e^{-\frac{t}{R_0 C_0}} = U_0 e^{-\frac{t}{R_0 C_0}}$$

Rovnice 9

Z rovnice je patrné, že výstupní napětí je závislé na čase a s přibývajícím časem při konstantním zatížení napětí klesá. Z čehož vyplývá, že se takové snímače hodí spíše pro měření rychlých dynamických dějů (10).

4.2. Piezoelektrické snímače

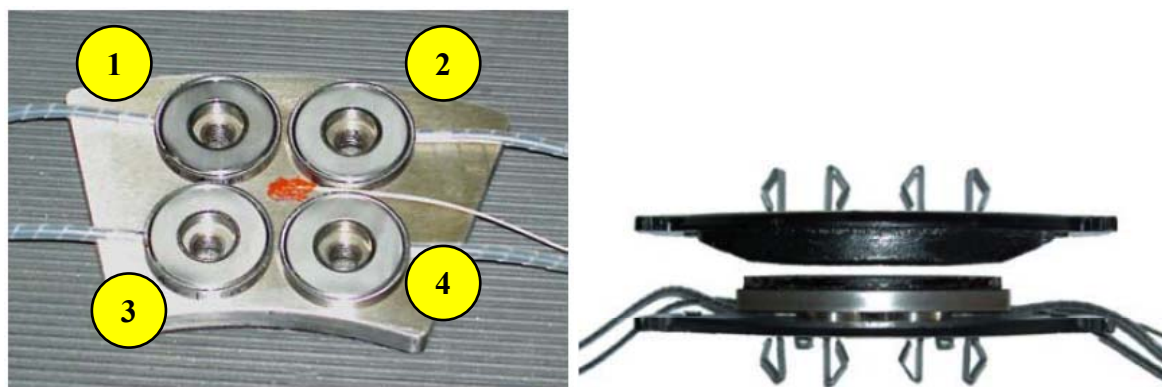
Jak již bylo zmíněno, piezoelektrické snímače sil se hodí spíše pro měření rychlých dynamických dějů. Nicméně v naší aplikaci, kterou se zabýváme v této diplomové práci, by toto vadit nemělo. Jelikož nás zajímá hlavně průběh svěrných sil mezi třecími segmenty v průběhu zatahování parkovací brzdy, kde se s celým měřením vejdeme do jedné vteřiny. Použitelnost takového snímače potvrzuje i již provedený experiment Technickou Universitou Darmstadt v Německu (Institute of Automotive Engineering Department at Technische Universität Darmstadt). Experiment byl proveden pro práci "Dynamic measurement of the

forces in friction area of a disc brake during a braking process". V tomto experimentu byly použity 4 piezoelektrické snímače (Obrázek 22) quartz.



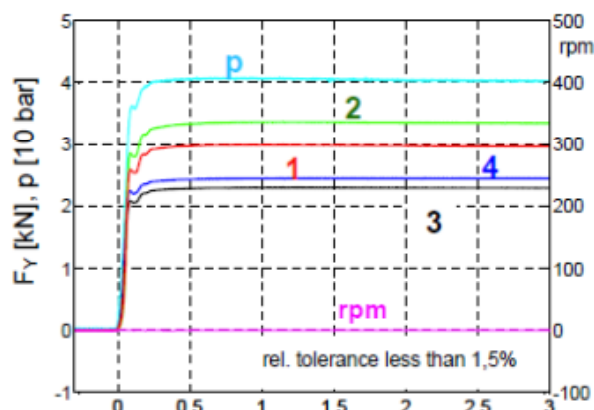
Obrázek 22, piezoelektrický snímač Quartz (13)

Snímače byly umístěny na takzvaný "backplate", což je zadní kovová část brzdového obložení. Snímače byly namontovány čtyři, dva na vnější poloměr a dva na vnitřní poloměr (Obrázek 23).



Obrázek 23, umístění snímačů při experimentu měření svěrných sil (13)

Takto připravené brzdové obložení bylo namontováno na třmen a provedlo se nejprve statické měření svěrných sil v závislosti na brzdém tlaku při stojícím kotouči, kde byl pozorován vliv umístění senzoru na snímané svěrné síle. Snímače na vnějším poloměru kotouče zaznamenaly větší svěrné síly než snímače na vnitřním poloměru (Obrázek 24).



Obrázek 24, časový průběh statického měření svěrných sil piezoelektrickými snímači Quartz (13)

Tento experiment potvrzuje teorii o vlivu "otevírání" třmenu při brzdění, kdy reakce svěrné síly do třmenu tento třmen deformuje (otevívá) a vniklá deformace, která je na vnitřním průměru kotouče největší, odlehčuje v tomto místě třecím segmentům na úkor místa na vnějším poloměru kotouče. Čím větší je brzdný tlak, tím větší je deformace třmenu a tím větší je i rozdíl mezi svěrnými silami na vnitřním a vnějším poloměru.

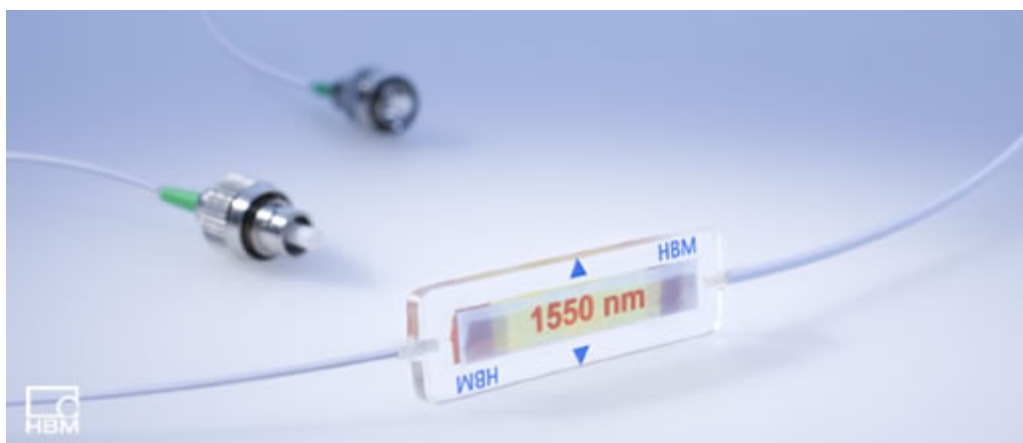
Experiment tedy potvrzuje možnost použití konvenčních piezoelektrických snímačů pro naši aplikaci.

5. Tenzometry

V současnosti je obvyklý tenzometr pasivní součástka používaná k nepřímému měření mechanického napětí na povrchu součásti prostřednictvím měření její deformace. Existuje několik základních typů: mechanické, optické, kapacitní, strunové a odporové. Mechanické tenzometry měří deformaci pomocí břitů či trnů. Používají se na volném povrchu. Poměrné přetvoření se měří indikátorovými hodinkami (Obrázek 25). Optický tenzometr je optické vlákno s odrazivou mřížkou (tzv. Braggovou mřížkou), která je do vlákna vytvořena tavením nebo rytím. Vláknem je kryto polymerovým obalem, který chrání jak proti vlhkosti, tak proti mechanickému poškození (Obrázek 26). Optické snímače jsou založeny na principu odrazu centrální vlnové délky světla Braggovou mřížkou. Část přivedeného signálu projde mřížkou a část se odrazí zpět. Měřicí přístroj porovná tento poměr s nezátíženou mřížkou z čehož získáme deformaci.

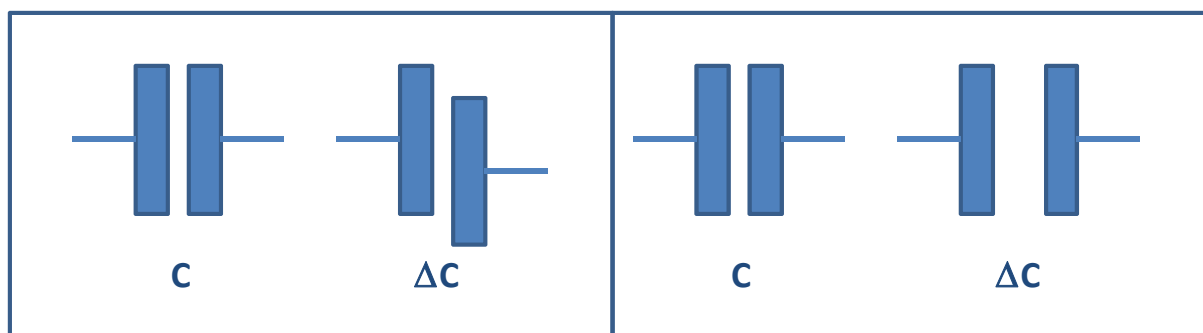


Obrázek 25, mechanický tenzometr (14)



Obrázek 26, optický tenzometr firmy HBM (15)

Kapacitní tenzometry převádějí elastickou deformaci na změnu kapacity například změnou aktivní plochy elektrod či změnou vzdálenosti elektrod (*Obrázek 27*). Strunové tenzometry jsou napjaté ocelové struny ukotvené na obou koncích v kotevních kamenech upevněných na rámu snímače. Toto je doplněno převodním mechanismem, který převádí měřenou veličinu na změnu vzájemné vzdálenosti kotevních kamenů (*Obrázek 28*). Principem činnosti je změna frekvence vlastních kmitů napjaté struny vyvolaná změnou napětí (deformace) struny. Odporové tenzometry patří k nejrozšířenějším a také je to typ vhodný pro naši aplikaci (16).



Obrázek 27, demonstrace principu kapacitního snímače



Obrázek 28, strunový tenzometr (17)

5.1. Odporové tenzometry

Odporové tenzometry (Obrázek 29) jsou pasivní elektrotechnické součástky pro nepřímé měření mechanického napětí na povrchu objektu prostřednictvím jeho deformace v určitém bodě. S odporovými tenzometry lze měřit všechny mechanické veličiny, které lze převést na deformaci materiálu. Jsou to zejména síla, hmotnost, tlak, krouticí moment a dráha. Využívají se zejména pro měření napjatosti konstrukcí v závislosti na jejich zatížení (16). Jejich velkou výhodou je malá velikost, kde s těmi nejmenšími se vejde do prostoru 2x2mm.



Obrázek 29, ukázka odporových tenzometrů (15)

Odporové tenzometry se v praxi používají buďto kovové nebo polovodičové. Oba dva druhy materiálů mají své pro a proti. Kovové tenzometry můžeme použít pro měření na ocelových konstrukcích, kde bude mít měřená součást i tenzometr stejnou teplotní roztažnost, čímž by se minimalizoval vliv teploty na výsledky měření. Polovodičové tenzometry jsou zase citlivější, kde nepatrná deformace vyvolá větší změnu odporu nežli u kovového tenzometru.

5.2. Kovové tenzometry

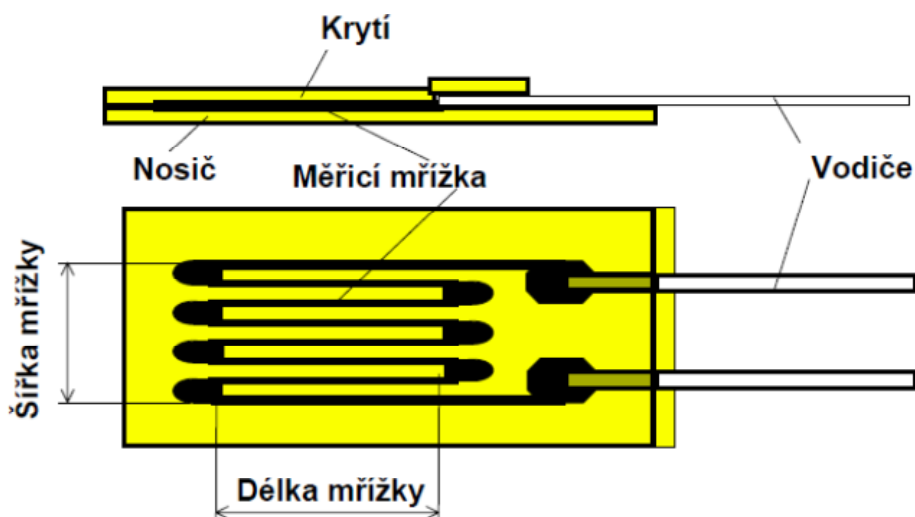
Podle provedení dělíme kovové tenzometry na drátkové a foliové. Drátkové potom dále dělíme na lepené s podložkou, lepené bez podložky a lepené s volnou mřížkou.

Tenzometry lepené s podložkou jsou nejstarším typem vynalezeným v roce 1938 v USA. Na podložku je nalepena mřížka z drátku o průměru 0,01-0,03mm. Používají se hlavně k měření napětí a zbytkového napětí u pružných i plastických deformací. U těchto tenzometrů je výhodou malý rozptyl odporu a teplotních součinitelů, čili dobrá opakovatelnost. Nevýhodou je však omezená dosažitelná hodnota odporu omezená velikostí mřížky a průměrem drátu.

Tenzometry lepené bez podložky se používají jen jako vysokoteplotní tenzometry. Ke konstrukci se připevňují keramickým tmelem.

Posledním typem drátkových tenzometrů je nalepený s volnou mřížkou. Snímač není na konstrukci přilepen, ale je přidělán soustavou držáků. Tímto se eliminují problémy s přenosem deformace na celý povrch tenzometru. Mezi výhody těchto tenzometrů patří možnost měření při vysokých teplotách až nad 300°C a relativně malá hystereze. Nevýhodou je dlouhá doba potřebná k tepelnému ustálení a náročnost výroby. Používají se jako příložné snímače sil a zrychlení (16).

Dnes nejpoužívanějšími tenzometry jsou ty foliové (*Obrázek 30*). Začali se vyrábět v roce 1952. Měřicí mřížka je vyleptána na foliovou podložku o minimální tloušťce 5 μm . Podložka se vyrábí nejčastěji z polyamidu nebo ze skelnými vlákny vyztužených fenolových filmů. Takto je možno vyrobit libovolné tvary a konfigurace měřících mřížek, či rovnou jejich sestavy. Mřížka se vyrábí nejčastěji ze slitin Cu55-60Ni45-40, kde je možno nastavit teplotní součinitel pro teplotní kompenzaci (16). Výrobní technologie foliových tenzometrů je v současnosti tak dokonalá, že umožňuje vyrobit ekvivalent k jakémukoliv drátkovému tenzometru (s výjimkou těch s volnou mřížkou). Ekvivalentem myslíme jako odpovídající druh, ne jako náhradu. Foliové tenzometry mají v podstatě lepší vlastnosti nežli drátkové. Lepší převod deformace ze základního materiálu na folii a lepší přenos tepla z folie na základní materiál, čímž je u nich dosaženo lepších metrologických vlastností (18).

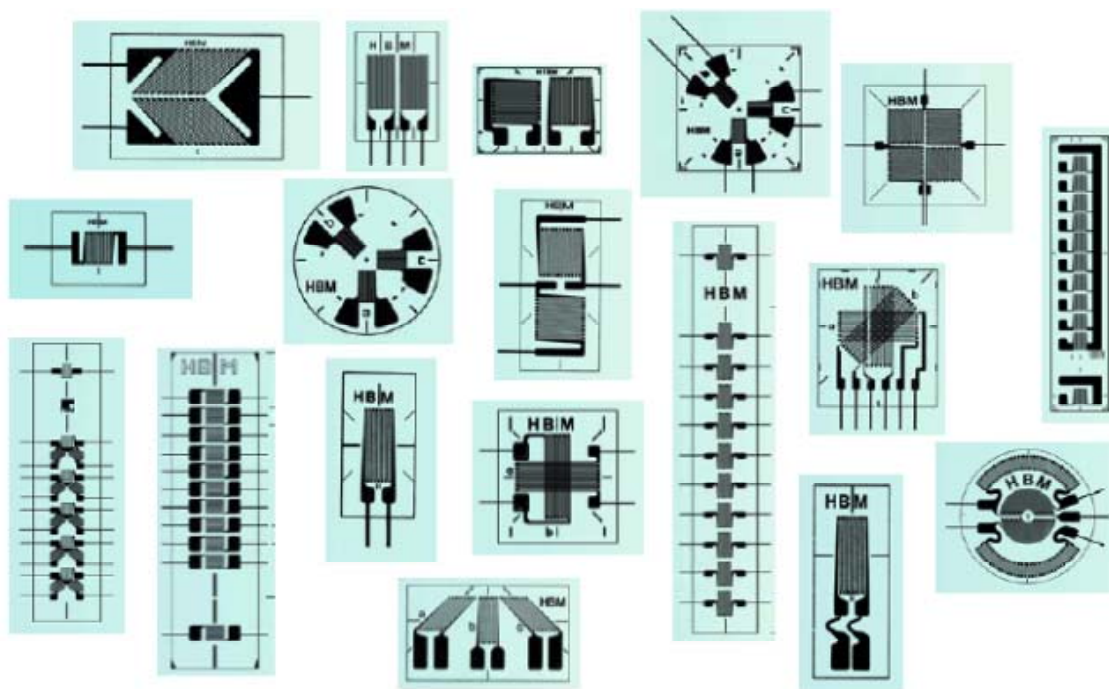


Obrázek 30, Foliový tenzometr HBM (19)

Kovové odporové tenzometry se vyrábějí v různých typech a velikostech. Vybíráme je vždy dle aplikace. Na základě použití a účelu vybíráme dle délky, tvaru měřicí mřížky, druhu uložení měřicí mřížky, počtu a poloze měřících mřížek. Hlavním kritériem volby délky je homogenita pole napětí. Tenzometry se běžně vyrábí v délkách od 0,6mm do 150mm. Při měření homogenního pole napětí, jako jsou ocelové konstrukce, se používají tenzometry o délkách 3 až 6mm. Tenzometry menší než 3mm se používají jen tam, kde je to opravdu nezbytně nutné kvůli zástavbě. Pokud měříme nehomogenní pole napětí, musíme se rozhodnout, jestli chceme měřit střední hodnotu nebo špičky napětí. Pokud bychom například chtěli měřit střední hodnotu napětí v betonové konstrukci, musíme zvolit délku tenzometru minimálně pětikrát větší než je největší zrno materiálu. Naopak u měření špiček napětí

zvolíme tenzometr velmi krátký. Podstatný fakt je také to, že velikost tenzometru nemá vliv na jeho citlivost.

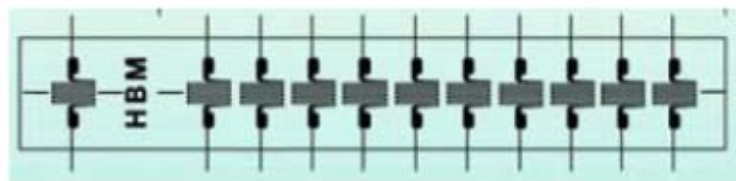
Odporové tenzometry je možno i skládat do sestav a vytvořit tak vícenásobné. Tyto sestavy pak slouží ke zjišťování gradientů napětí, měření deformace ve více směrech či kompenzace vlivů teploty (*Obrázek 31*).



Obrázek 31, ukázka různých sestav tenzometrů HBM (15)

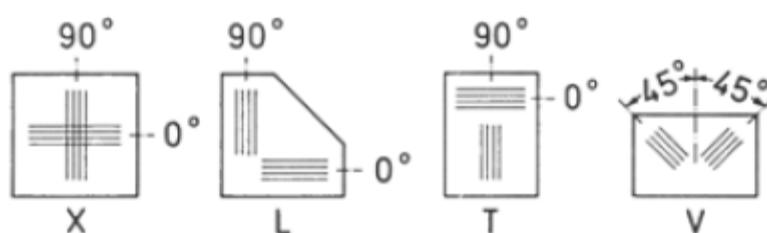
Vícenásobné tenzometry jsou sestavy několika mřížek na jedné podložce. Jejich výhodou je rychlejší a levnější instalace oproti srovnatelnému počtu samostatných tenzometrů. Jak již bylo řečeno, používají se tam, kde to aplikace vyžaduje. Typickými příklady jsou tenzometrické řetězce, růžice či kříže.

Tenzometrické řetězce (*Obrázek 32*) jsou sestavy měřících mřížek stejného typu v pravidelných intervalech, které mohou být na konci doplněny samostatnou mřížkou pro kompenzaci. Používají se hlavně pro zjišťování gradientů napětí.



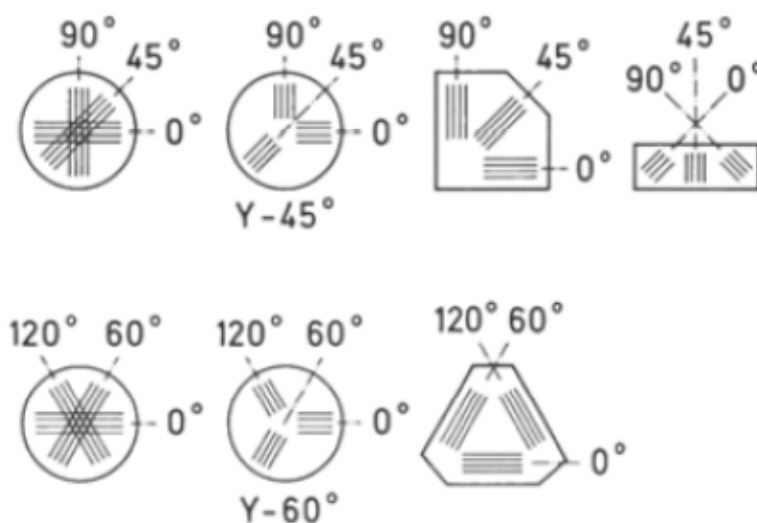
Obrázek 32, tenzometrický řetězec HBM (15)

Tenzometrické kříže využívají při měření rovinné napjatosti při známých směrech hlavních napětí. Kříže mají dvě nezávislá vinutí pod úhlem 90° . Vyrábí se více typů těchto křížů, kde označení je odvislé od tvaru křížení základen (Obrázek 33).



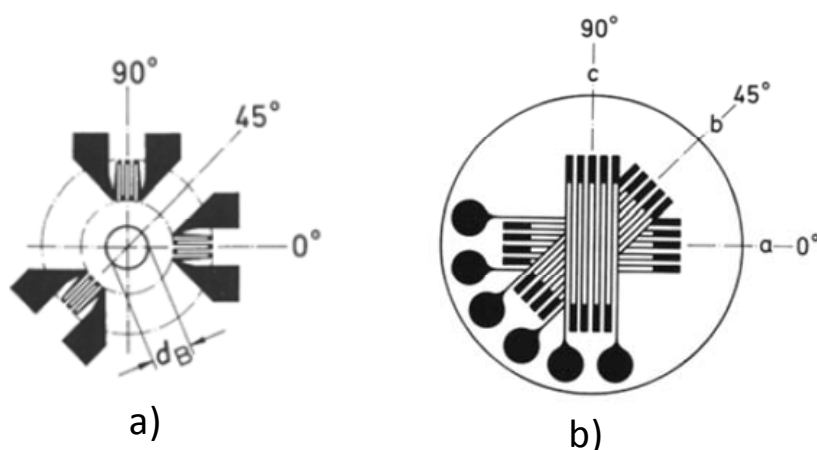
Obrázek 33, křížové tenzometry (18)

Pokud není přesně znám směr hlavních napětí, je potřeba měřit napětí minimálně ve třech směrech. V těchto případech se používají tenzometrické růžice. Ty se vyrábí ve dvou základních provedeních s různým úhlovým natočením základen - $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ nebo $0^\circ/60^\circ/120^\circ$ (Obrázek 34).



Obrázek 34, tenzometrické růžice (18)

Tenzometrické růžice lze využít i u měření zbytkového napětí. Toto se měří dvěma metodami, kde obě metody odebírají materiál ze zkoušeného vzorku v blízkosti růžice. První metoda, takzvaná "odvrtávací", spočívá v odvrtání materiálu ve středu růžice (*Obrázek 35-a*). Druhá metoda, takzvaná "metoda sloupku", odebírá materiál dutým vrtákem po obvodu růžice (*Obrázek 35-b*).



Obrázek 35, tenzometrické růžice pro měření zbytkového napětí (18)

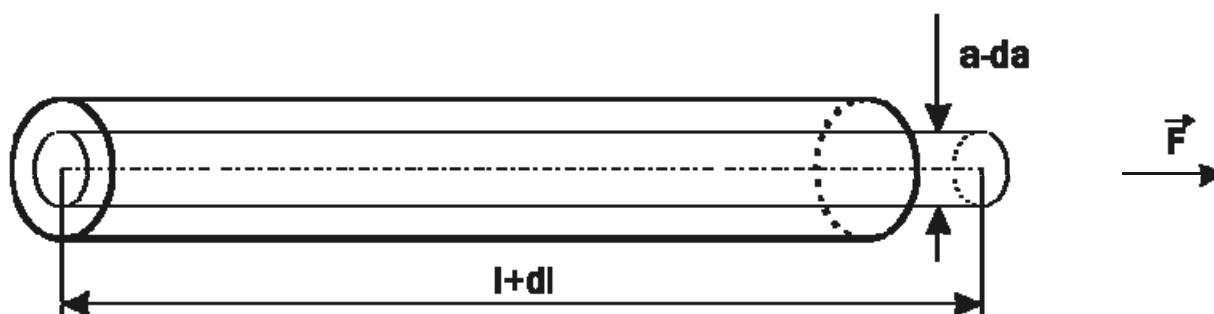
5.2.1. Fyzikální princip

Princip měření deformace odporovým tenzometrem je založen na změně elektrického odporu deformovaného tenzometru, který je pevně spojen (přivařen, nalepen) s namáhanou součástí. Součástka se vlivem vnějšího zatížení deformuje a s ní i tenzometr, který tímto úměrně k deformaci změní svůj elektrický odpor. Fyzikální princip spočívá v tom, že se změnou délky metalického prvku se mění jeho odpor (*Rovnice 10*).

$$R = \rho \frac{l}{s}$$

Rovnice 10

Kde R je odpor tenzometru, ρ je specifický odpor, l je délka a s je průřez vodiče. Vycházeli jsme přitom z kruhového průřezu vodiče (*Obrázek 36*).



Obrázek 36, změna délky a průřezu kulatiny namáhané tahovou silou

Všechny zmíněné veličiny jsou funkcí zatížení, čili $l=l(F)$, $\rho=\rho(F)$, $S=S(F) \Rightarrow R=R(F)$. Proto pro výpočet změny odporu tenzometru pod zatížením musíme použít totální diferenciál (Rovnice 11).

$$dR = \frac{\partial R}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial R}{\partial l} dl + \frac{\partial R}{\partial S} dS$$

Rovnice 11

Totální diferenciál upravíme.

$$dR = \frac{l}{S} d\rho + \frac{\rho}{S} dl - \frac{\rho l}{S^2} dS \Rightarrow \frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dS}{S}$$

Rovnice 12

Vyjádříme si změnu průřezu jako změnu průměru drátu.

$$S = \frac{\pi a^2}{4} \Rightarrow dS = \frac{2\pi a}{4} da \Rightarrow \frac{dS}{S} = 2 \frac{da}{a}$$

Rovnice 13

A dosadíme zpět do rovnice pro změnu odporu dR .

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - 2 \frac{da}{a}$$

Rovnice 14

Rovnici upravíme použitím vztahů pro poměrné prodloužení ε_l a poměrné zúžení ε_t z teorie pružnosti a pevnosti (Rovnice 15).

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_l &= \frac{dl}{l} \\ \varepsilon_t &= \frac{da}{a} \end{aligned} \right\} \rightarrow \left| \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_l} \right| = \mu$$

Rovnice 15

Kde μ je Poissonova konstanta vyjadřující poměr mezi poměrným zúžením a poměrným prodloužením. Dále budeme počítat jen s poměrným prodloužením, které nazveme ε . Poměrné zúžení vyjádříme jako násobek Poissonovi konstanty a poměrného prodloužení (Rovnice 16).

$$\frac{da}{a} = \varepsilon_t = \mu \varepsilon$$

Rovnice 16

Vlivem mikrostrukturálních změn materiálu můžeme zapsat změnu měrného odporu ρ závislou na poměrném prodloužení ε .

$$\frac{d\rho}{\rho} = \kappa \varepsilon$$

Rovnice 17

Nyní vše dosadíme do původní rovnice (Rovnice 14) a dostaneme závislost změny výsledného odporu dR tenzometru na poměrném prodloužení ε .

$$\frac{dR}{R} = \kappa \varepsilon + \varepsilon - 2\mu \varepsilon = \varepsilon(\kappa + 1 - 2\mu)$$

Rovnice 18

Konstanty materiálu sloučíme do jedné konstanty a tím dostaneme citlivost tenzometru k . Typická hodnota citlivosti tenzometru se pohybuje okolo 2.

$$(\kappa + 1 - 2\mu) = k \Rightarrow \frac{dR}{R} = k\varepsilon$$

Rovnice 19

Obdobně lze odvodit vztah pro polovodičové tenzometry (*Rovnice 20*).

$$\frac{dR}{R} = k_1\varepsilon + k_2\varepsilon^2$$

Rovnice 20

5.2.2. Teplotní závislost

Pokud dochází ke kolísání teploty po instalaci tenzometru na zkoušenou konstrukci, budou naměřené hodnoty deformací také kolísat. Toto je způsobeno rozdílnými součiniteli teplotní roztažnosti zkoušeného materiálu α_s a materiálu tenzometru α_G , a součinitelem změny odporu tenzometru R vlivem teploty β_G . Odporová odezva tenzometru způsobená změnou teploty T je potom vyjádřena následující rovnicí (*Rovnice 21*).

$$\frac{dR}{R} = k(\alpha_s - \alpha_G)dT + \beta_G \cdot dT$$

Rovnice 21

Rovnici můžeme přepsat do tvaru násobku citlivosti tenzometru k a zdánlivé deformace ε_Z .

$$\frac{dR}{R} = k \cdot \varepsilon_Z$$

Rovnice 22

Kde zdánlivá deformace vyvolaná změnou teploty je

$$\varepsilon_Z = \left[(\alpha_s - \alpha_G) + \frac{\beta_G}{k} \right] \cdot \Delta T = \alpha_M \cdot \Delta T$$

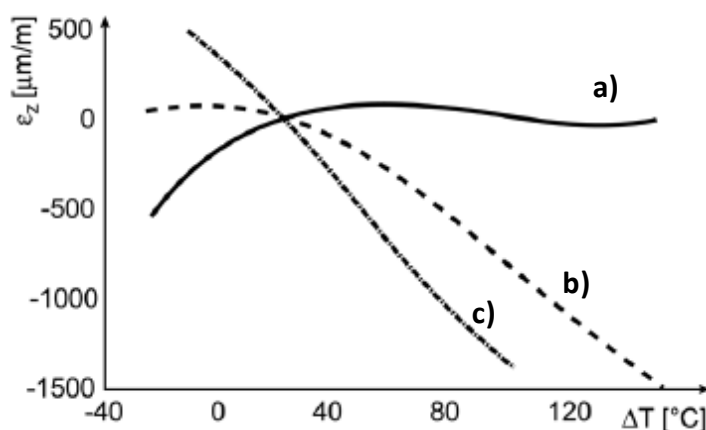
Rovnice 23

odkud můžeme zavést součinitel měřeného místa α_M . Ve výsledku je tedy zdánlivá deformace ε_Z násobkem teplotního součinitele měřeného místa α_M a změny teploty ΔT .

$$\varepsilon_Z = \alpha_M \cdot \Delta T$$

Rovnice 24

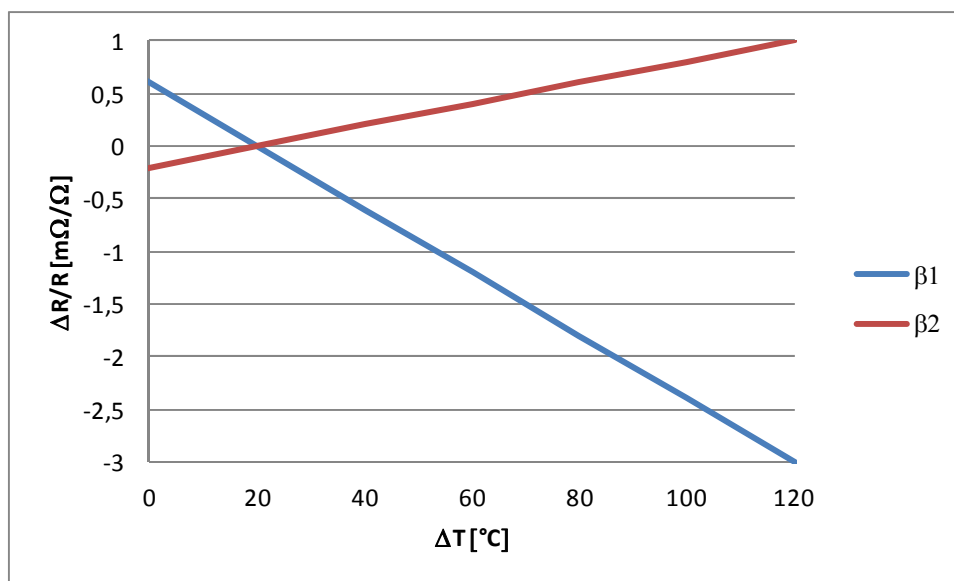
Výrobci tenzometrů udávají většinou závislost zdánlivé deformace na teplotě ve tvaru polynomu, což lze pak jednoduše použít na korekci teplotního vlivu. Chyba vlivem teploty je tím větší, čím více se liší teplota při měření od vztažné teploty, která bývá většinou pokojová.



Obrázek 37, vliv změny teploty na zdánlivou deformaci (18)

5.2.3. Kompenzace teplotní závislosti

Teplotní závislost zdánlivé deformace, čili chybu měření tímto způsobenou je možno v určitém teplotním intervalu minimalizovat. Využívá se k tomu změna teplotního součinitele elektrického odporu mřížky β_G . Tento součinitel je možno ovlivnit chemickým složením mřížky či jejím tepelným zpracováním. Podrobnější informace těchto úprav jsou tajné a "know how" výrobců. Jako ukázka možné závislosti změny odporu tenzometru na odporu pro různé teplotní součinitele β_G je zde následující obrázek (*Obrázek 38*).



Obrázek 38, závislost změny odporu tenzometru na teplotě

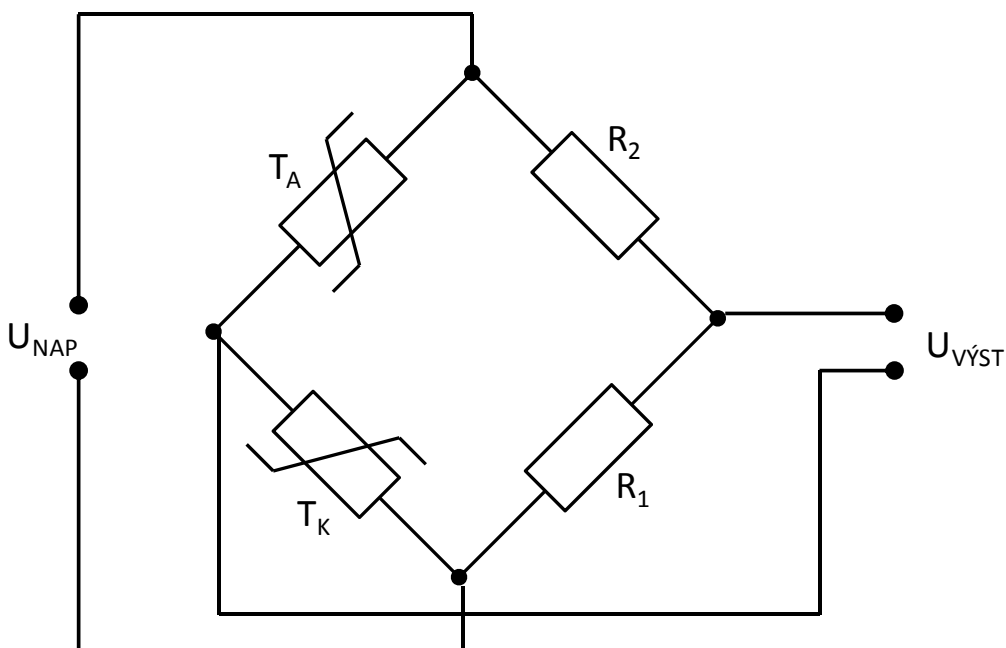
Je patrné, že lze dosáhnout jak kladných, tak záporných hodnot. Cílem je, aby vždy byla splněna následující podmínka:

$$\beta_G = (\alpha_G - \alpha_s) \cdot k$$

Rovnice 25

Tyto součinitele však nejsou lineárně závislé na teplotě a proto nelze teplotu kompenzovat dokonale. Výrobci takové tenzometry nazývají "teplotně-samokompensovanými" a dokládají k nim grafy včetně polynomického vyjádření křivek. Avšak tyto tenzometry se musí vždy použít na zkušebních vzorcích se stejnou teplotní roztažností. K ideální kompenzaci je ještě nutno tenzometry aplikovat na hladký plochý povrch. U zakřivených povrchů by docházelo k odchylkám.

Další možností jak kompenzovat vliv teploty je zapojení tenzometrů do můstku. Zde použijeme kompenzační tenzometr T_K , který nalepíme v blízkosti aktivního tenzometru T_A tak, aby snímal deformaci opačného smyslu než aktivní tenzometr (20). Půlmůstek se pak doplní o dva pasivní rezistory R_1 a R_2 čímž dosáhneme převodu změn odporu na úměrně velké napětí nezávisle na teplotě (Obrázek 39).



Obrázek 39, kompenzace vlivu teploty můstkovým zapojením tenzometrů (20)

Můstek je připojen ke zdroji konstantního napětí U_{NAP} a na výstupu z můstku měříme výstupní napětí U_{VYST} . Mezi vstupním a výstupním napětím a odpory tenzometrů a náhradních odporů platí následující vztah (Rovnice 26).

$$\frac{\Delta U_{VYST}}{U_{NAP}} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta T_A}{T_A} - \frac{\Delta T_K}{T_K} + \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right)$$

Rovnice 26

Po dosazení Rovnice 19 do Rovnice 26 a za předpokladu indikovaného přetvoření ε_i , které je součtem přetvoření všech tenzometrů v můstku, dostaneme následující výsledný vztah.

$$\varepsilon_i = \frac{4}{k} \cdot \frac{\Delta U_{VYST}}{U_{NAP}}$$

Rovnice 27

5.2.4. Mezní limity tenzometrů

Při statické deformaci je běžný tenzometr omezen na velikost poměrného přetvoření $\varepsilon = \pm 3000 \mu\text{m}/\text{m}$. Pokud to aplikace vyžaduje, je možno měřit i za touto hranicí, ale nese to s sebou jistá rizika. Pokud se dostaneme s deformací mřížky do plastické oblasti, ztratí tím mřížka své vlastnosti a měření již nebude možné opakovat. Dále tenzometry ztrácejí v těchto oblastech svou linearitu a dochází také ke změně teplotního koeficientu.

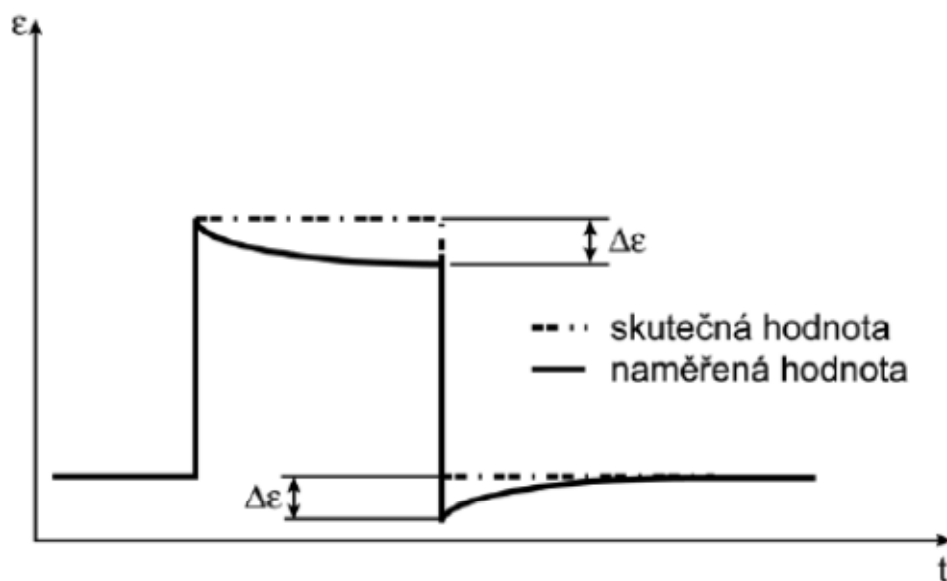
Při dynamickém namáhání je potřeba brát ohled na dva limitující faktory, kterými jsou únavové a lomové vlastnosti tenzometru, a horní frekvenci. Pokud chceme měřit rázy, může se stát, že přetvoření, které vznikne pod tenzometrem má tak malou vlnovou délku, že tenzometr svoji integrační schopností vzniklé špičky zprůměruje a my pak měříme jen jakousi střední hodnotu. Pro přesné měření je potřeba mít poměr aktivní délky tenzometru a vlnové délky co nejmenší. Pro takové aplikace se doporučuje používat mřížky o délkách 3-6mm. Jelikož mají tenzometry minimální hmotnost, nedochází k ovlivňování naměřených výsledků (18).

5.2.5. Napájení tenzometrů

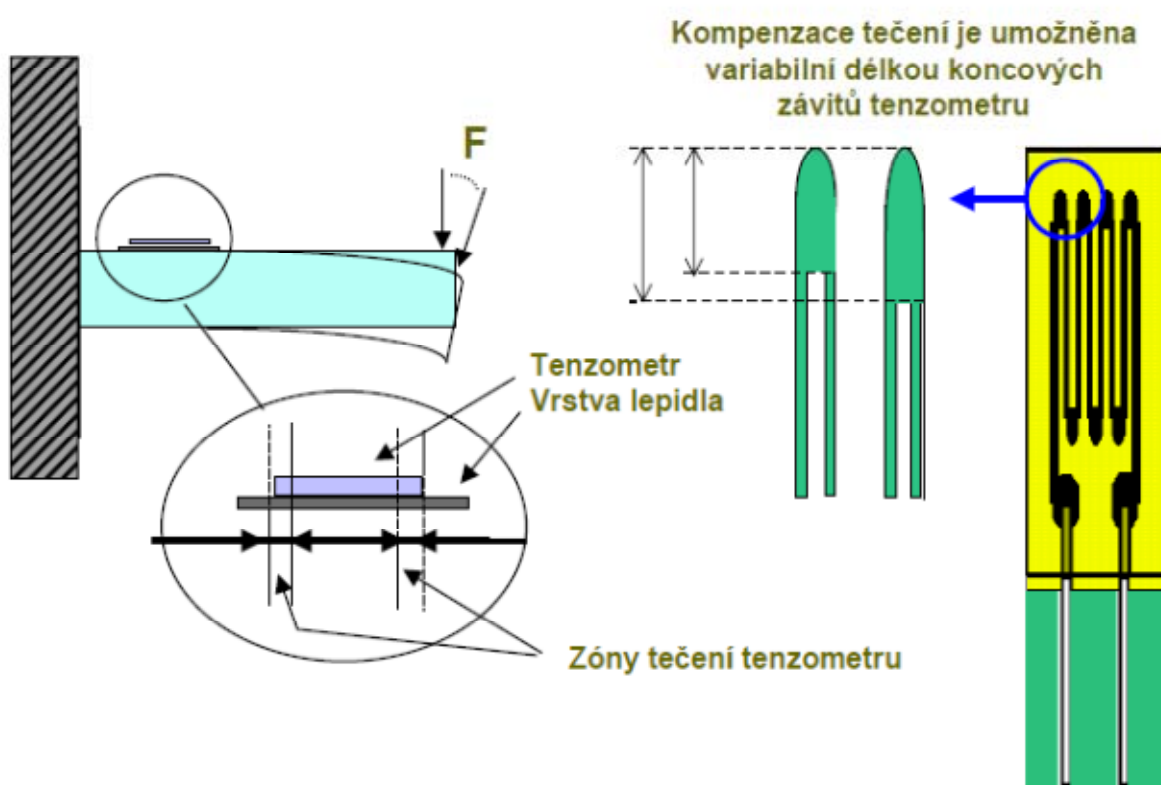
Pokud je tenzometr o určitém odporu napájen určitým napětím, prochází tímto tenzometrem proud, který může tenzometr ohřívat a způsobovat nepřesnosti. Proto udávají výrobci maximální možnou napěťovou zátěž (18).

5.2.6. Creep

Creep je dalším rušivým elementem tenzometrů. V překladu tečení, je velmi pozvolná změna přetvoření materiálu při časově dlouhém statickém zatížení (*Obrázek 40*). Vyskytuje se u tenzometrů lepených přímo na měřené místo a nejčastěji u tenzometrů s krátkou mřížkou. Na velikost creepu má vliv i použité lepidlo. Pro kompenzaci se používají sestavy speciálně uspořádaných tenzometrů, kde se creep neprojevuje, nebo se používají mřížky speciálně upravené pro kompenzaci creepu. Kompenzace tečení je umožněna variabilní délkou koncových závitů tenzometru (*Obrázek 41*) (18).



Obrázek 40, creep, čili vliv tečení na naměřené hodnoty přetvoření (18)



Obrázek 41, tenzometrické mřížky s kompenzací proti vlivu tečení (19)

5.2.7. Hystereze

U tenzometrů je hystereze rozdíl v hodnotách naměřených při zvětšování a zmenšování hodnoty přetvoření při jednom měření. Závisí na spousty parametrů, jako je typ lepidla a mřížky. Experimentálně byly naměřeny hodnoty okolo 0,25-0,5%. S počtem zatěžovacích cyklů se hystereze postupně zmenšuje (18).

5.2.8. Instalace tenzometrů

Nejprve je potřeba řádně připravit plochu pro k lepení tenzometru. Plochu je nejprve nutno vyčistit od všech nátěrů a případné koroze až na čistý kov. Pokud se vyskytují na očištěné ploše nějaké nerovnosti či rýhy, je tyto potřeba vhodným způsobem odstranit či zahladit.



Obrázek 42, očištění plochy pro nalepení tenzometru (18)

Následně plochu odmastíme vhodným rozpouštědlem. Na mastnoty je vhodný aceton, na vosky zase toluen. Po očištění rozpouštědlem se plocha dočistí vodou, které se jako poslední setře z očišťovaného místa suchou tkaninou.

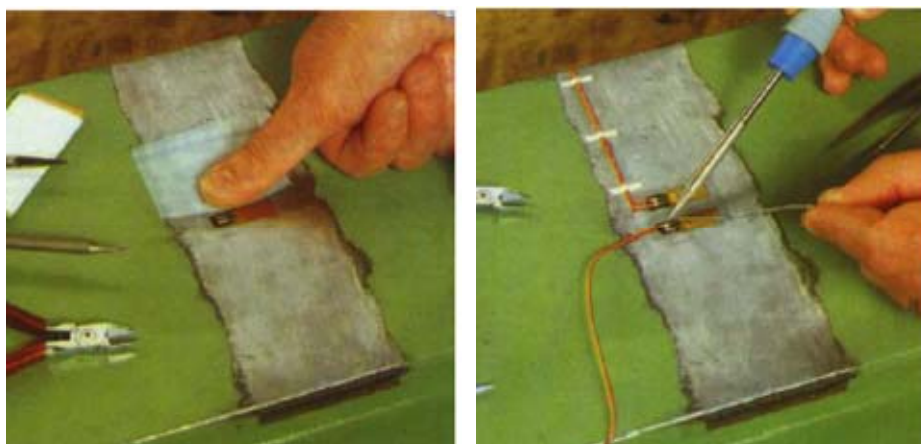


Obrázek 43, odmaštění plochy pro nalepení tenzometru (18)

Po očištění je vhodné povrch zdrsnit, což dodá lepidlu lepší přilnavost. Zdrsňujeme brusným materiálem či pískováním. Nečistoty vzniklé zdrsněním je opět nutno odstranit rozpouštědlem a vodou. Po vyčištění by se již nemělo na tuto plochu sahat prsty.

Jakmile máme povrch součásti očištěný, připravíme si tenzometr. Lepenou stranu tenzometru očistíme netkanou látkou napuštěnou freonem. Pokud je plocha na zkoušené součásti silně zakřivené, je potřeba tenzometr doformovat například horkým vzduchem.

Jakmile máme vše připravené, můžeme začít lepit. Na tenzometr nanese lepidlo o tloušťce asi 0,5mm a tenzometr přilepíme na zkoušené místo. Tenzometr poté překryjeme celofánem či teflonovou folií a přitlačíme jej. Krouživým pohybem palce vytlačíme přebytky lepidla, aby zbývající vrstva byla 0,05mm až 0,08mm tenká. Jakmile lepidlo vytvrdne, sundáme folii a může začít pájet vodiče ke kontaktům tenzometru (18).



Obrázek 44, lepení tenzometru na zkoušenou konstrukci (18)

5.2.9. Ochrana proti vnějším vlivům

Lepené foliové tenzometry vyžadují ochranu vůči vnějším vlivům, jak už mechanickým tak i chemickým. Dokonce i v laboratorních podmínkách se bez použití ochranných prostředků vlastnosti lepených tenzometrů v čase mění. V laboratorních podmínkách stačí jen ochrana proti náhodnému dotyku prsty, čehož docílíme jednoduchou těsnicí vrstvou. Pokud aplikujeme lepené tenzometry v provozu, kde jsou drsnější podmínky, tak je potřeba tenzometr patřičně chránit před párou, mlhou, oleji, vodou, teplem a mechanickým působením. V těchto případech musíme na tenzometr nanést několik vrstev různých ochranných materiálů, abychom vytvořili robustní bariéru proti těmto nepříznivým vlivům. Ale i taková ochrana není věčná. Lze tak dosáhnout ochrany na řádově několik let. Pro absolutní ochranu je potřeba hermetické uzavření, které se používá u konvenčních snímačů (18).

5.2.10. Kontrola tenzometrů

Před vlastním měřením by se měl snímač včetně kabeláže podrobit kontrole. Vizuální kontrolou se zkontroluje dokonalost přilepení tenzometru, zejména na okrajích, a nedokonale připájené kontakty. Dále se provádí takzvaný "test gumou", při kterém zatlačíme nějakým gumovým nevodivým materiálem vertikálně na měřicí mřížku připojenou k zesilovači. Indikátor by se měl vychýlit. Po odlehčení by se měl vrátit do původní pozice. Dalším testem je měření vlastního odporu mřížky a porovnání oproti hodnotě udávané výrobcem, aby se vyloučila změna chování tenzometru špatnou instalací či poškozením tenzometru. Změny do 0,25% jsou akceptovatelné. Kromě odporu mřížky je nutné mít změřený odpor kabeláže, který může celé měření také ovlivnit. Jeho hodnota by měla být zaznamenána v protokolu. V neposlední řadě je potřeba zkontrolovat i izolační odpor mřížky, který by se měl pohybovat okolo 20 000M Ω , a měří se vždy proti zemi (18).

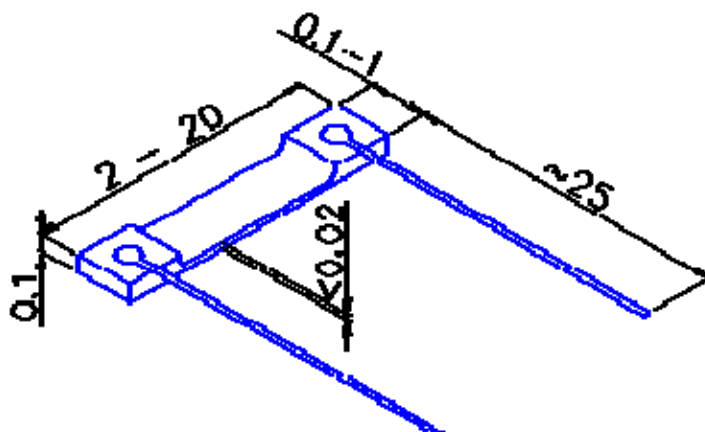
5.3. Polovodičové tenzometry

Jsou založeny na jevu piezorezistence některých materiálů, zejména křemíku. Tento jev objevil v roce 1954 americký fyzik C. C. Smith. Polovodičové tenzometry se pak začaly vyrábět od roku 1959. Zpočátku se vyráběli jen v USA, jelikož na vývoz do socialistických

zemí bylo uvaleno embargo. V Československu se začalo s výzkumem a vývojem polovodičových tenzometrů v roce 1971.

Přesto že jsou tyto tenzometry po teoretické stránce již velmi propracované, ještě se nepoužívají tak masově jako tenzometry kovové. Mezi jejich přednosti patří vysoký součinitel citlivosti, díky kterému lze měřit opravdu malá přetvoření, až 100x menší než při použití kovových tenzometrů. Dále vysoká únavová životnost, vynikající stabilita a malé rozměry. V širokém teplotním rozmezí se neprojevuje hystereze ani creep. Stále je zde ale celá řada problému spojená právě s vysokou citlivostí a chování vůči změnám teploty (18).

Krystaly se používají například křemíkové či germaniové, které se dále dělí dle struktury materiálu na monokrystalické (lepené) a polykystalické (naprašované). Vyrábí se buďto řezáním, broušením nebo leptáním monokrystalu. Polykystalické se vyrábí difúzní technologií na křemíkový substrát. Oproti kovovým tenzometrům jsou menší, kde minimální aktivní délka začíná již na 2mm (Obrázek 45).



Obrázek 45, příklad polovodičového tenzometru (21)

Polovodičové tenzometry jsou samonosné a na rozdíl od kovových tenzometrů nevyžadují foliovou podložku. Od měřeného objektu se tenzometr odizoluje vrstvou vytvrzeného lepidla. Avšak varianty s podložkou se také vyrábí. Mají snadnější aplikaci, avšak podložka ovlivňuje jejich charakteristiky a přesnost, která je u variant s podložkou horší (Obrázek 46).



a)

b)

Obrázek 46, ukázka polovodičového tenzometru a)-bez podložky b)-s podložkou (21)

5.3.1. Fyzikální princip

Podobně jako u kovových tenzometrů je zde měřenou elektrickou veličinou odpor, který se mění v závislosti na deformaci. U polovodičových krystalů se využívá jevu piezorezistivity, což je změna elektrického odporu ΔR v závislosti na deformaci krystalu. Pro tento jev platí stejná obecná rovnice (Rovnice 12), kterou jsme si odvodily ve 5.2.1. Z této rovnice po úpravách dostaneme obecný polynom závislosti změny odporu na poměrné deformaci (Rovnice 28).

$$\frac{\Delta R}{R} = k_1 \varepsilon + k_2 \varepsilon^2 + k_3 \varepsilon^3 + \dots$$

Rovnice 28

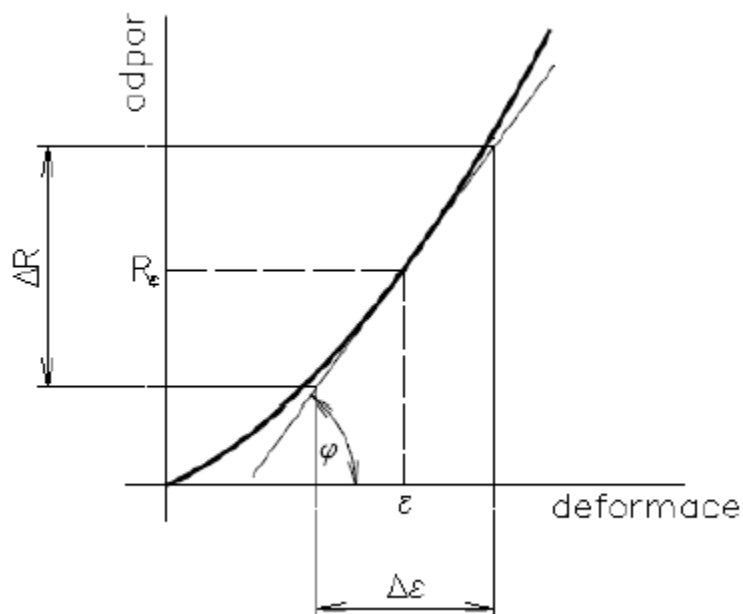
Kde pro malé deformace a vhodně zvolené materiály s minimálními mikrostrukturálními změnami lze vyšší členy polynomu zanedbat. Pro kovové tenzometry nám proto zbyla jen lineární část polynomu (Rovnice 19), u polovodičových tenzometrů však musíme počítat s polynomem druhého stupně (Rovnice 29).

$$\frac{\Delta R}{R} = k_1 \varepsilon + k_2 \varepsilon^2$$

Rovnice 29

Koeficienty k_1 a k_2 jsou lineární a kvadratický koeficient deformační rovnice. Tyto koeficienty se získávají měřením pro každý tenzometr zvlášť a charakteristiky jsou potom

součástí dokumentace každého tenzometru. Závislost zde tedy není lineární, ale kvadratická (Obrázek 47).



Obrázek 47, závislost změny odporu na přetvoření u polovodičových tenzometrů (22)

5.3.2. Teplotní závislost

Stejně jako u kovových tenzometrů, tak i u polovodičových závisí změna odporu i na teplotě. Závislost je dána následujícím vztahem.

$$\frac{\Delta R}{R} = \alpha_1 (T - T_0) + \alpha_2 (T - T_0)^2$$

Rovnice 30

Hodnoty koeficientů α_1 a α_2 jsou dodávány jako součást dokumentace každého tenzometru. Opět tedy vzniká zdánlivá deformace změnou teploty, kterou je potřeba stejně jako u kovových tenzometrů kompenzovat (16).

5.3.3. Kompenzace teplotní závislosti

Stejně jako u kovových tenzometrů je možné vliv teploty kompenzovat zapojením do můstku (*Obrázek 39*, kompenzace vlivu teploty můstkovým zapojením), nebo volbou vhodných součinitelů k . Poslední je možnost zapojení jednoho tenzometru typu P a jednoho typu N do půlmůstku, kde se teplotní charakteristiky navzájem vyruší. Tenzometr typu N má zápornou hodnotu koeficientu k_I a tenzometr typu P kladnou (16).

5.3.4. Mezní limity

Životnost polovodičových křemíkových tenzometrů je vyšší než u kovových. Vyržší namáhání $\pm 2\mu\text{m}$ po více než 10^7 opakování (16).

5.3.5. Hystereze

U křemíkových tenzometrů se do 300°C žádná měřitelná hystereze nevyskytuje. Pokud by se nějaká přece jen objevila, tak by byla způsobena vlastností lepidla či tmelu, nebo by to bylo způsobeno měřením v oblasti plastických deformací zkoušeného objektu.

6. Návrh nového snímače

Z požadavků na zástavbu a linearitu vyplývá možnost použití buďto konvenčního snímače na bázi piezoelektrického krystalu, konvenčního tenzometrického snímače, nebo konstrukce vlastního snímače na bázi lepených tenzometrů.

6.1. Výběr vhodného snímače

Pro výběr vhodné varianty snímače použijeme vícekritériální analýzu variant za jistoty. Pro toto hodnocení si musíme stanovit pro nás důležitá kritéria. Důležitými kritérii pro nás jsou:

Linearita	- je důležitá z důvodu jednotné citlivosti v celém rozsahu, dáváme ji váhu 15
Hystereze	- je důležitá z důvodu věrohodnosti naměřených dat při zatěžování a odlehčování, dáváme ji váhu 10

Teplotní závislost	- jelikož se měření provádí v laboratorních podmínkách, tak se s výraznou změnou teploty nepočítá, proto dáváme váhu 5
Robustnost	- aby se zabránilo mechanickému poškození při každodenním používání zaměstnancem v laboratoři, dáváme váhu 30
Velikost	- aby se celá sestava vešla mezi třecí segmenty zadní parkovací brzdy, tedy přibližně 8mm na výšku, dáváme váhu 40

Dále vybereme pro nás použitelná řešení, které následně ve váhové matici zhodnotíme.

6.1.1. Varianta č.1: Sestava konvenčních piezoelektrických snímačů

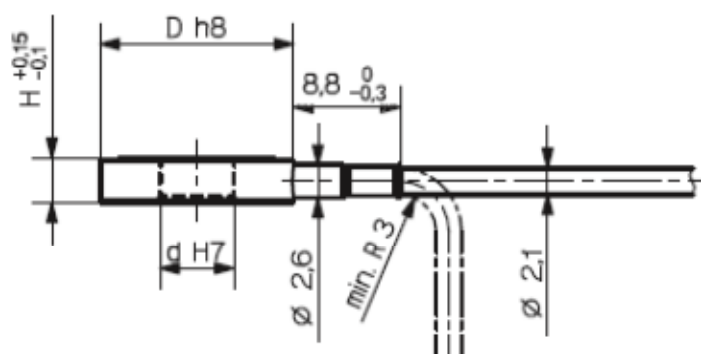
Jedním z možných řešení je použití sestavy piezoelektrických snímačů. Použily by se 4 snímače, kde 2 by byly umístěny na vnitřním poloměru kotouče a 2 na vnějším. Zároveň by 2 z nich měřili náběžnou a 2 úběžnou část mezi destičkami. Jelikož svěrná síla v našem případě nabývá hodnot až 50kN, rozdělí se relativně rovnoměrně mezi 4 snímače a každý bude teoreticky přenášet 12,5kN. Jelikož ale víme, že vlivem "otevírání třmenu" je vnější poloměr kotouče zatěžován více než vnitřní asi o 45%, musíme zvolit snímače s větším rozsahem. Firma Kistler nabízí snímače s rozsahem do 26kN, tyto snímače mají následující charakteristiky (*Tabulka 1*).

Vidíme, že se s linearitou a hysterezí vejde do 1%. Přesnost je zaručena v teplotním rozmezí -20 až +120°C. Co se týče velikosti, musíme se vejít do zástavby dané zadní kotoučovou brzdou (*Obrázek 50*, maximální zástavbové rozměry pro naši aplikaci). Piezoelektrické snímače dosahují sice velmi malých rozměrů (*Obrázek 48*), avšak výrobce doporučuje montovat tyto snímače mezi dvě relativně tuhé desky (*Obrázek 49*) s rozměrem $A=16\text{mm}$, což nám výslednou velikost radikálně zvětší (*Obrázek 51*). I kdybychom použily desky s menší tloušťkou pro dosažení axiálního rozměru 8mm, tak radiální rozměr 45mm je stále mimo požadované zástavbové rozměry.

Type	Measuring Range F_z [kN]	Overload F_z [kN]	Sensitivity [pC/N]	Rigidity [kN/ μ m]
9130B...	0 ... 3	3,5	$\approx -3,5$	$\approx 1,0$
9131B...	0 ... 2,5	3	$\approx -4,0$	$\approx 0,7$
9132B...	0 ... 7	8	$\approx -3,8$	$\approx 1,8$
9133B...	0 ... 14	17	$\approx -3,8$	$\approx 2,5$
9134B...	0 ... 26	30	$\approx -3,8$	$\approx 5,6$
9135B...	0 ... 36	42	$\approx -3,8$	$\approx 7,0$
9136B...	0 ... 62	72	$\approx -3,8$	$\approx 8,0$
9137B...	0 ... 80	96	$\approx -3,8$	$\approx 16,0$

Linearity (preloaded)	%/FSO	$\leq \pm 1,0$
Hysteresis (preloaded)	%/FSO	$\leq 1,0$
Response threshold	N	$< 0,01$
Operating temperature range	$^{\circ}\text{C}$	$-20 \dots 120$
Preloading force (recommended)	F_v	
Direct connection ¹⁾	%/FS	≈ 50
Shunt mode	%/FS	≈ 20
Protection rating ²⁾	EN60529	IP65

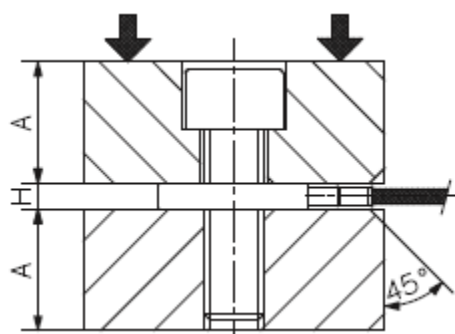
Tabulka 1, technická data Piezoelektrických snímačů Kistler (23)



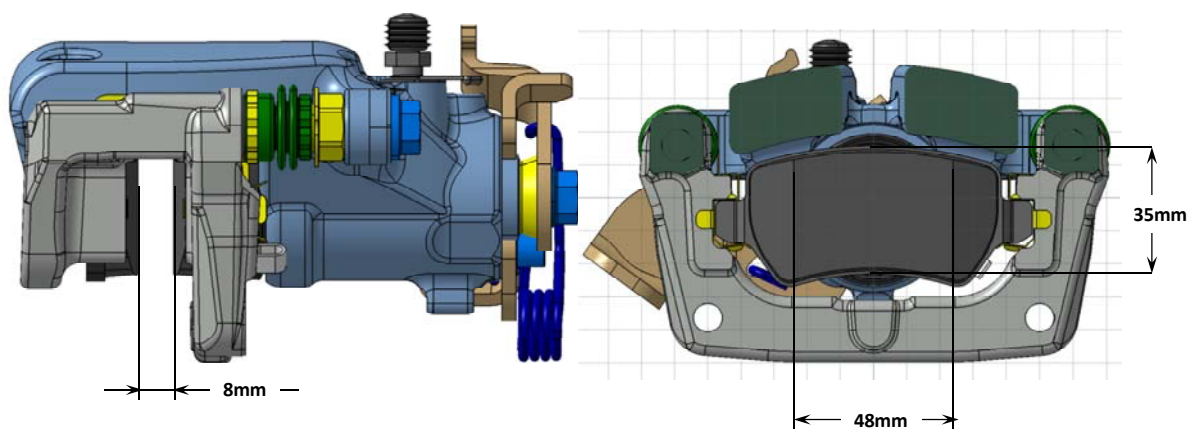
Obrázek 48, zástavbové rozměry snímačů Kistler (23)

Type	D [mm]	d [mm]	H [mm]	Weight (without cable) m [g]
9130B...	8,0	2,7	3,0	1
9131B...*	7,0	–	3,0	1
9132B...	12,0	4,1	3,0	2
9133B...	16,0	6,1	3,5	3
9134B...	20,0	8,1	3,5	5
9135B...	24,0	10,1	3,5	7
9136B...	30,0	12,1	4,0	14
9137B...	36,0	14,1	5,0	27

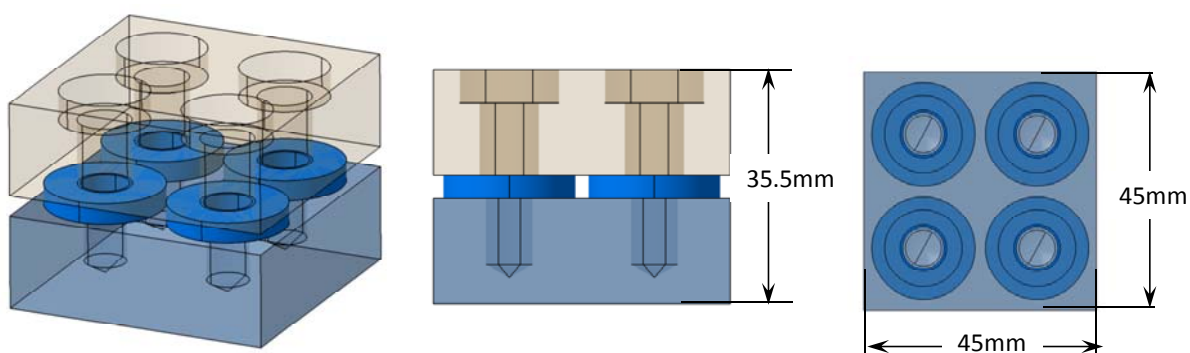
Tabulka 2, zástavbové rozměry snímačů Kistler (23)



Obrázek 49, doporučená instalace snímače Kistler (23)



Obrázek 50, maximální zástavbové rozměry pro naši aplikaci

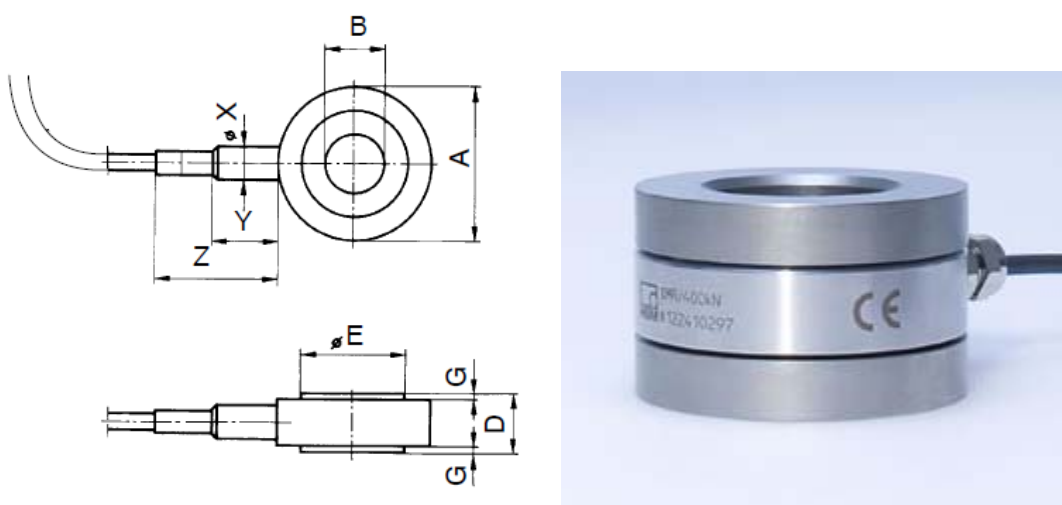


Obrázek 51, výsledné rozměry sestavy piezoelektrických snímačů Kistler

Co se týče robustnosti, tak tyto konvenční snímače jsou sice odolné různým mechanickým vlivům a manipulaci, avšak problematický je vždy vliv kabelového vedení na naměřená data. Jen pouhý ohyb kabelu má značný vliv na měřený signál.

6.1.2. Varianta č.2: Sestava konvenčních tenzometrických snímačů

Nejmenší tenzometrické snímače síly vyrábí firma HBM. Stejně jako v předchozím případě volíme sestavu 4 snímačů pro možnost měření sil na vnitřním a vnějším poloměru kotouče, a na náběžné a úběžné straně. Volíme typ KMR s rozsahem 20kN (Obrázek 52).

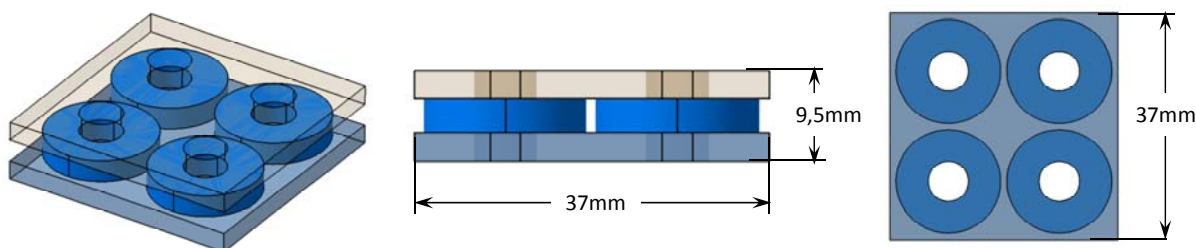


Obrázek 52, ukázka a zástavbové rozměry konvenčního snímače HBM typ KMR (24)

Nominal (rated) force in kN	$\varnothing A_{-0.1}$	$\varnothing B_{+0.1}$	$\varnothing C$	D	$\varnothing E$	G	R	$\varnothing X$ appr.	Y appr.	Z appr.
20	17	6.5	-	6	9	0.5	-	6	11.5	25

Tabulka 3, tabulka zástavbových rozměrů snímače HBM KMR (24)

Výrobce doporučuje instalovat snímač mezi tvrzené 3mm vysoké ocelové podložky, což se nám opět nevejde do požadované zástavby (Obrázek 50).



Obrázek 53, výsledné rozměry sestavy snímačů HBM KMR

Teplotní závislost je u těchto snímačů 1% na každých 10°C. Linearita a hystereze se zde pohybuje okolo 10%. Samotné snímače jsou velice robustní, čili sestava je robustní také a v laboratorních podmínkách by měli být naměřené hodnoty stabilně přesné.

6.1.3. Varianta 3: Lepené kovové tenzometry

Kvůli omezení dané zástavbou je další variantou konstrukce vlastního snímače obsahující lepené kovové foliové tenzometry. O jejich principu, výhodách a nevýhodách jsme se již zmínili v kapitole 5.2. Linearita by měla být v elastických deformacích 100%. Co se týče hystereze, tak zde výrobci udávají $0,8\mu\text{m/m}$ při přetvoření $1000\mu\text{m/m}$, což je 99,92%. Co se týče teplotní závislosti, tak v našem případě budeme vliv teploty kompenzovat. Robustnost záleží na konstrukci, určitě ale bude o něco nižší než u konvenčních snímačů. Velikost výsledného snímače záleží také na konstrukci a typem použitých tenzometrů, ale jelikož víme, že aktivní délka mřížky nejmenších tenzometrů se pohybuje od 3mm, neměl by být problém se do požadované zástavby vejít.

6.1.4. Varianta 4: Lepené polovodičové tenzometry

Stejně jako u kovových tenzometrů, jsme problematiku těch polovodičových probrali již v kapitole 5.3. Výrobci udávají sloučenou chybu (nelinearita + hystereze) 0,5%. Teplotní závislost zatíženého snímače se pohybuje okolo $0,03\%/^{\circ}\text{C}$. Dále velikost snímače by se měla vejít do zástavbových rozměrů také, jelikož polovodičové tenzometry se vyrábějí v délkách od 1,5mm.

6.1.5. Váhová matice

Zmíněné varianty a zhodnocená kritéria vložíme do váhové matice, odkud vyplyne nejvhodnější řešení.

Kriterium/váha	Linearita	Hystereze	Teplotní závislost	Robustnost	Velikost	Počet bodů
Varianta	15	10	5	30	40	
Konvenční piezoelektrický snímač	0,99	0,99	1	0,3	0,3	50,75
Konvenční tenzometrický snímač	0,9	0,9	0,99	1	0,5	77,45
Lepené kovové tenzometry	1	0,9992	1	0,8	1	94
Lepené polovodičové tenzometry	0,75	0,75	0,97	0,8	1	87,6

Tabulka 4, váhová matice výběru vhodné varianty snímače

Z úvahy vyplynulo, že nejvhodnějším řešením je použití snímače vlastní konstrukce s lepenými kovovými foliovými tenzometry. Ve zbytku práce se tedy budeme zabývat konstrukcí takového snímače.

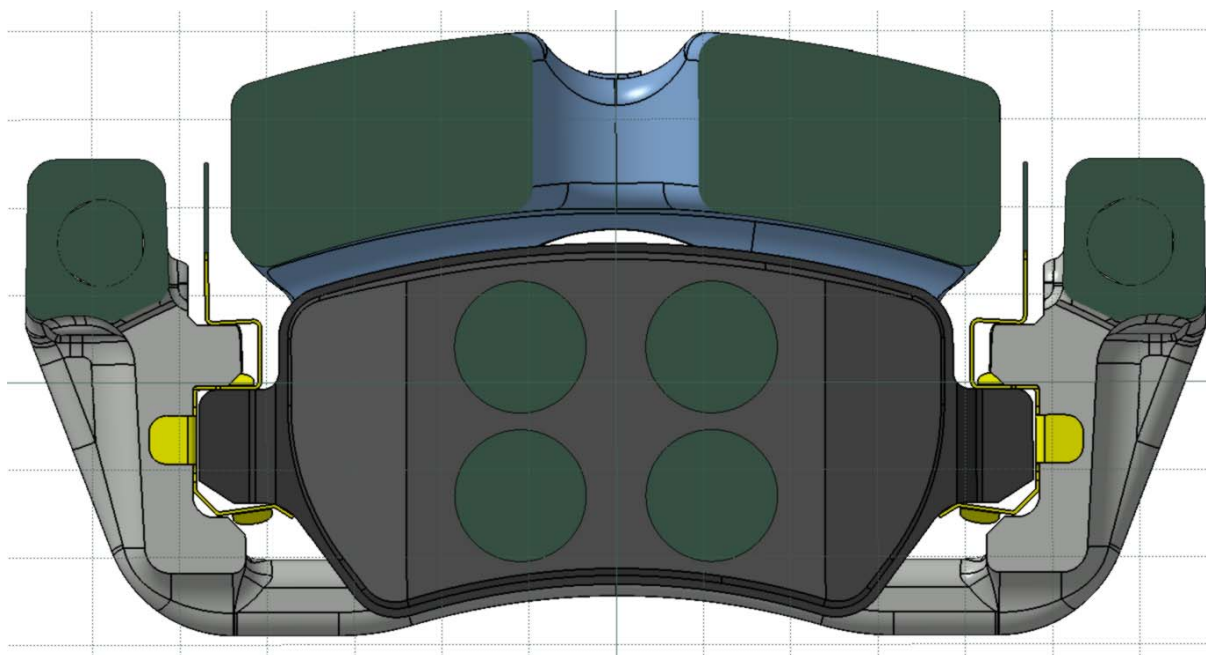
6.2. Konstrukce snímače

Jak již bylo ukázáno na obrázku (*Obrázek 50*), naše zástavbové rozměry jsou 48x35x8mm, což je dáno nutností použití snímače na zadních brzdách s nevětraným kotoučem, který je při minimální tloušťce vysoký 8mm.

6.2.1. Deformační člen

Nejprve si musíme ujasnit design deformačního členu. Cílem je, aby měl deformační člen dostatečnou indikovatelnou deformaci při nižších zatíženích a aby nepřekročil elastické deformace při vyšších zatíženích. Pro první nástřel vyzkoušíme sestavu kovových válečků o

průměru 15mm a výšce 8mm. Takové se nám do zástavby vejdou 4 (Obrázek 54). Budeme počítat s rovnoměrným rozložením působící síly mezi 4 snímače, čili 12,5kN na každý.



Obrázek 54, zástavba se čtyřmi válečkovými snímači o průměru 15mm

Spočteme si teoretický průběh napětí a deformace s takovýmto uspořádáním. Napětí σ je lineárně závislé na silovém působení F (Rovnice 31)

$$\sigma(F) = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Rovnice 31

kde σ je napětí
 F je silové působení
 S je průřez kolmý na silové působení
 D je průměr válečku

Poměrné prodloužení ε je pak přímo úměrné vniklému napětí.

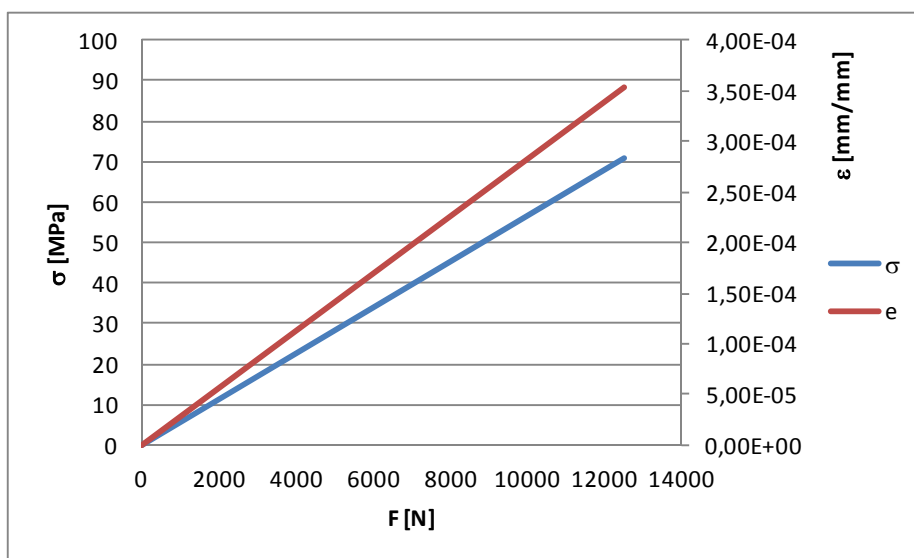
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Rovnice 32

A po dosazení *Rovnice 31* do *Rovnice 32* získáme přímou závislost mezi přetvořením a silovým působením (*Rovnice 33*).

$$\varepsilon(F) = \frac{4F}{\pi D^2 \cdot E}$$

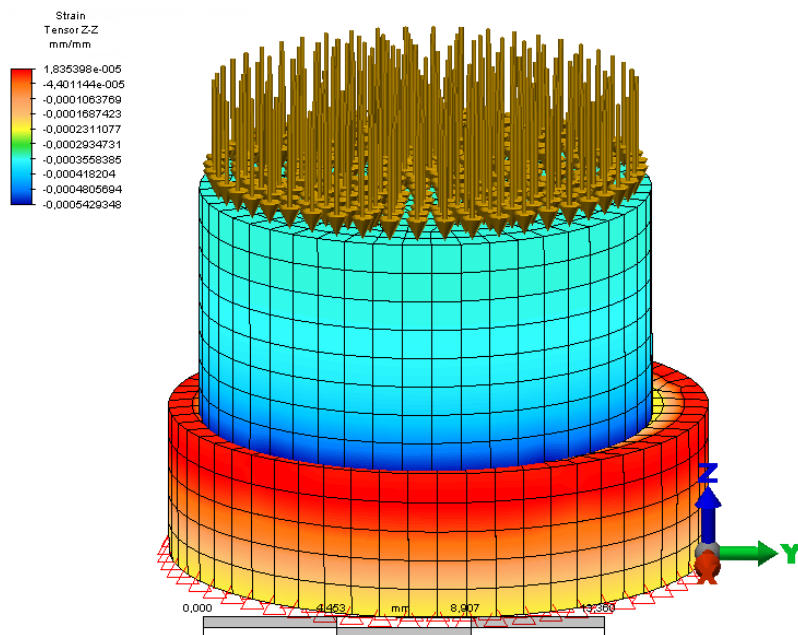
Rovnice 33



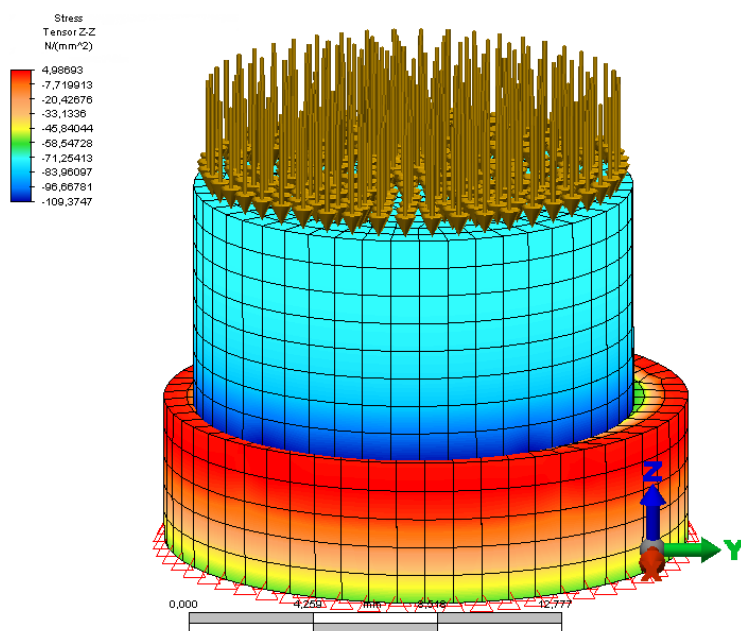
Obrázek 55, závislost napětí a poměrného přetvoření na silovém působení na deformační člen o průměru 15mm

Obrázek 55 zobrazuje teoretickou závislost poměrného přetvoření na silovém působení.

Teoretický výpočet si ověříme simulací v programu Autodesk simulation mechanical, kde necháme na ocelový váleček o průměru 15mm a výšce 8mm působit 12,5kN. Váleček je z oceli AISI 1144.



Obrázek 56, simulace závislosti poměrného přetvoření na silovém působení na deformační člen v programu Autodesk simulation mechanical

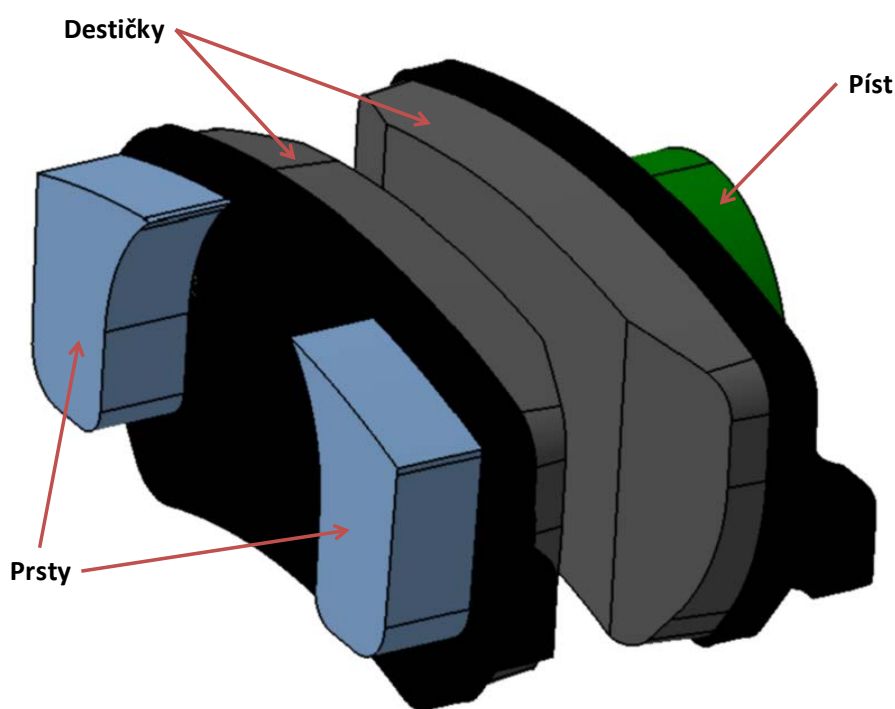


Obrázek 57, simulace závislosti napětí na silovém působení na deformační člen v programu Autodesk simulation mechanical

Z obrázků (Obrázek 56 a Obrázek 57) je vidět, že se výsledky simulace blíží výsledkům teoretického výpočtu, můžeme tedy simulacím věřit. Z průběhu závislosti napětí a poměrného přetvoření na zatížení (Obrázek 55) je patrné, že takovýto koncept není příliš vhodný. Deformace jsou příliš malé i při maximálním zatížení. Z Rovnice 19 víme, že změna odporu

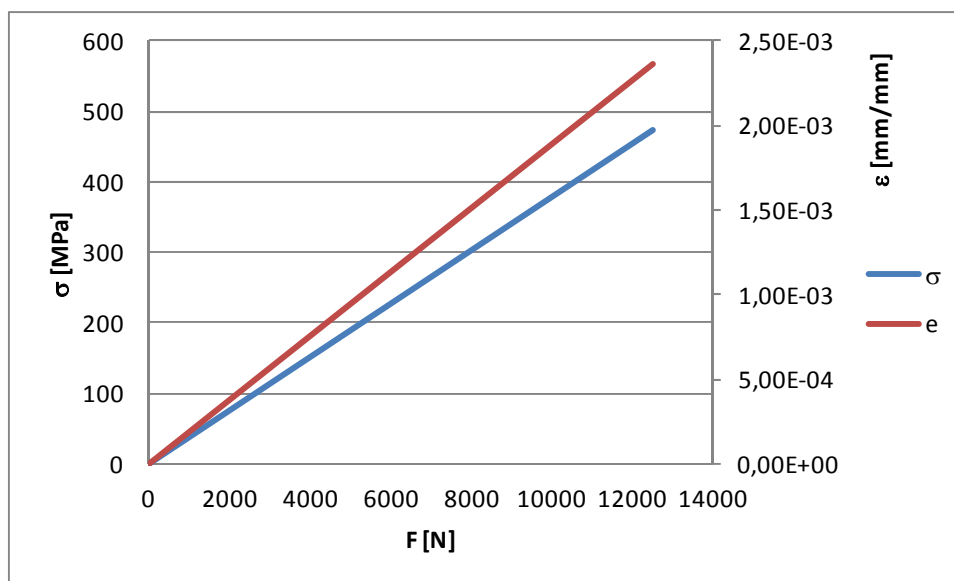
tenzometru je přímo úměrná citlivosti tenzometru a poměrnému prodloužení. Citlivost tenzometru se běžně pohybuje okolo hodnoty 2. Při použití tenzometru s odporem 350Ω bychom v tomto případě měli změnu odporu při maximálním zatížení asi $0,2\Omega$. Výsledkem by potom mohl být značně zašuměný signál z průběhu měření. Proto bude naším cílem navrhnout deformační člen tak, aby se při maximálním zatížení pohybovalo vzniklé napětí blízko pod meze elasticity. Zvolená ocel AISI 1144 má hodnotu meze kluzu 620MPa, proto bude naším cílem mít při maximálních zatíženích snímače hodnotu napětí do 500MPa. Tím maximálně využijeme elasticitu materiálu pro transformaci silového působení na rozumě měřitelné deformace.

Další, tedy druhá varianta bude opět sestava ocelových válečků, nyní však s menším průřezem. Pro následné simulace použijeme zjednodušený model brzdového třmenu (Obrázek 58), kde budeme varianty snímačů vkládat mezi brzdové destičky.



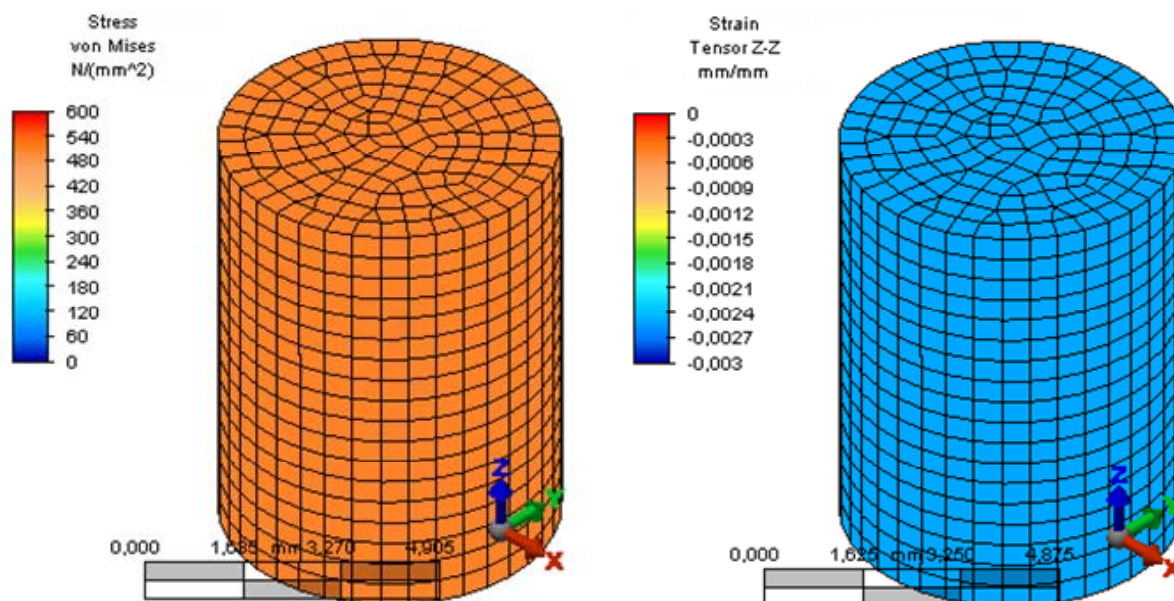
*Obrázek 58, zjednodušený model brzdy pro rychlejší
simulační výpočty*

Průměr válečků volíme 5,6mm abychom se dostali s napětím při maximálním zatížení k 500MPa (Obrázek 59).



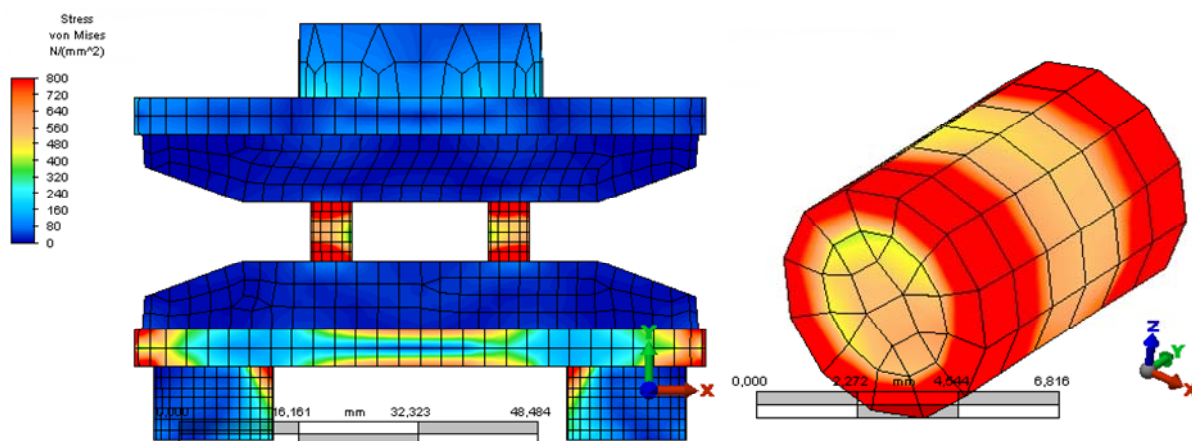
Obrázek 59, závislost napětí a poměrného přetvoření na silovém působení na deformační člen o průměru 5,6mm

Odhadované napětí a poměrné přetvoření ověříme simulací (Obrázek 60).



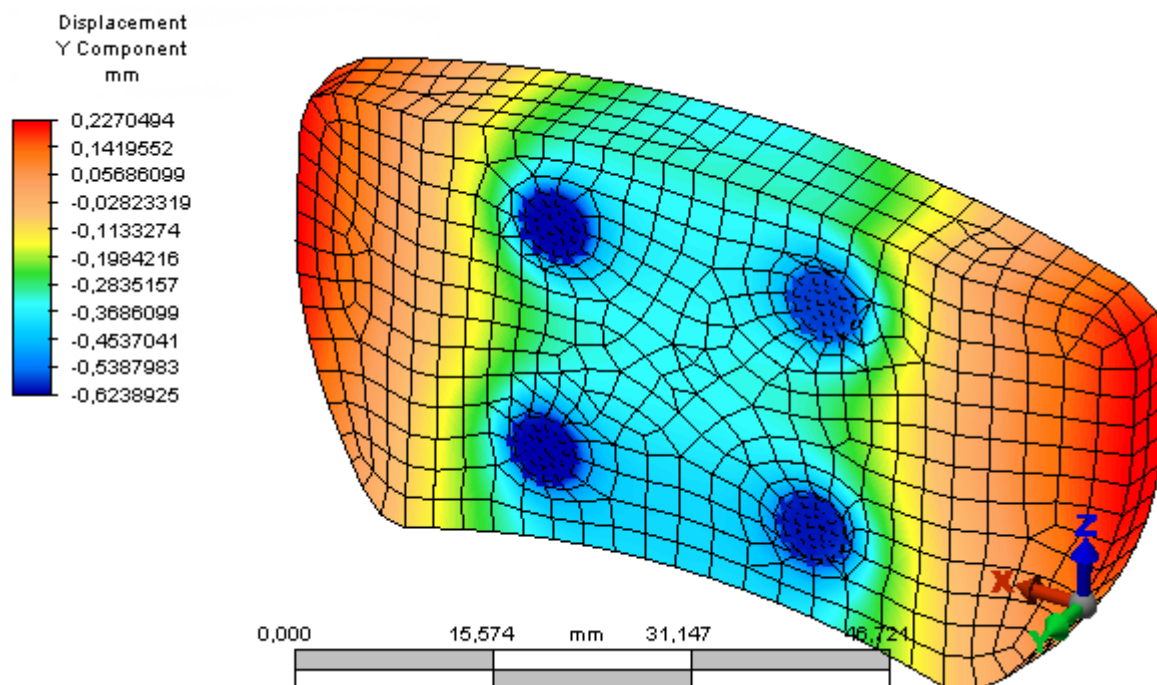
Obrázek 60, simulace závislosti napětí a poměrného přetvoření na silovém působení na deformační člen o průměru 5,6mm

A provedeme simulaci sestavy 4 deformačních členů mezi brzdovými destičkami.



Obrázek 61, simulace silového působení 50kN na sestavu 4 deformačních členů o průměru 5,6mm

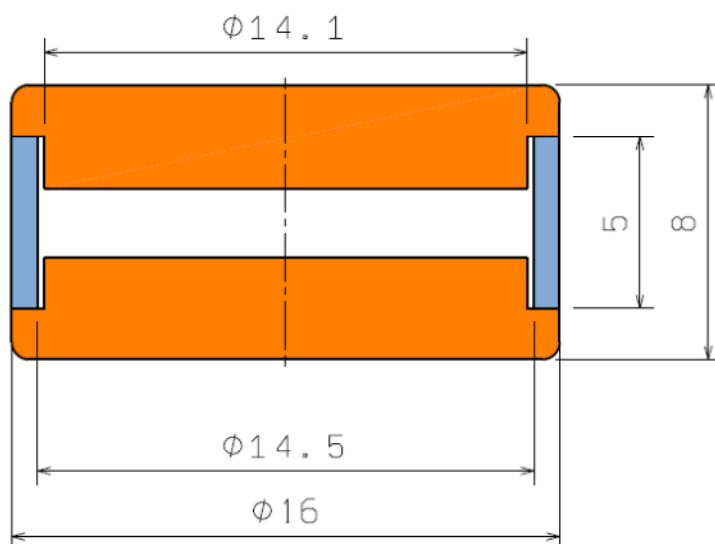
Z výsledné simulace je patrné, že hodnota maximálních napětí dosahuje na deformačním členu až 800MPa, což je za mezí elasticity. Takto vysoká napětí jsou nejspíše výsledkem rozložení působišť sil a deformací brzdových destiček. Z obrázku (Obrázek 62) je vidět, že deformační členy se zabořily až 0,6mm do destiček, což by také znamenalo plastickou deformaci.



Obrázek 62, výsledek působení 50kN a sestavy 4 deformačních členů o průměru 5,6mm na třetí segment

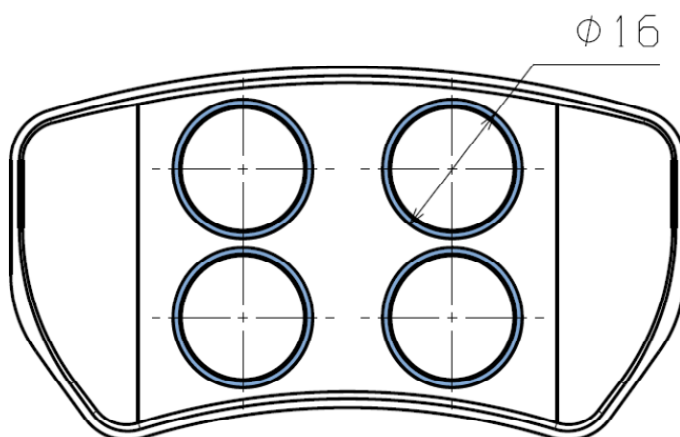
Budeme tedy muset lehce zvětšit průřez deformačního členu a k tomu hodně zvětšit styčnou plochu mezi deformačními členy a třecími segmenty.

Jako třetí variantu volíme dutý válec s víčky. Průměr volíme tak, abychom zabrali co největší styčnou plochu, a průřez tak, abychom se maximálními napětími blížili 500MPa.



Obrázek 63, třetí varianta deformačního členu

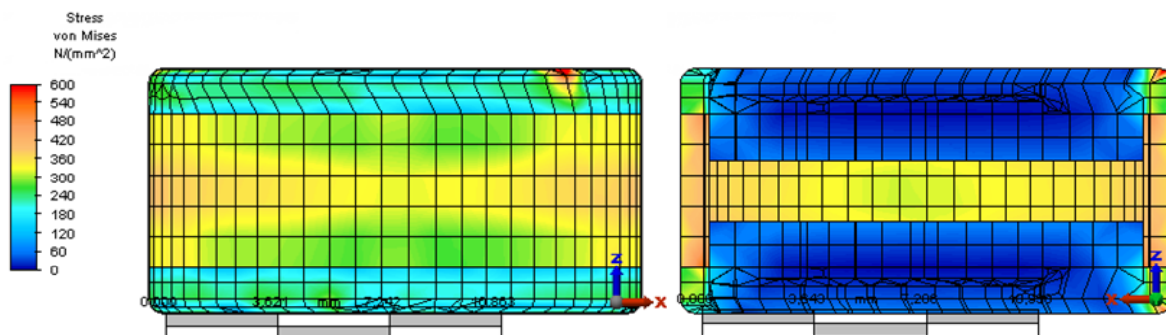
Průměr deformačního členu volíme 16mm. Tím pádem sestava zabere největší možnou styčnou plochu mezi třecími segmenty (Obrázek 64).



Obrázek 64, ukázka rozestavení 4 deformačních členů třetí varianty

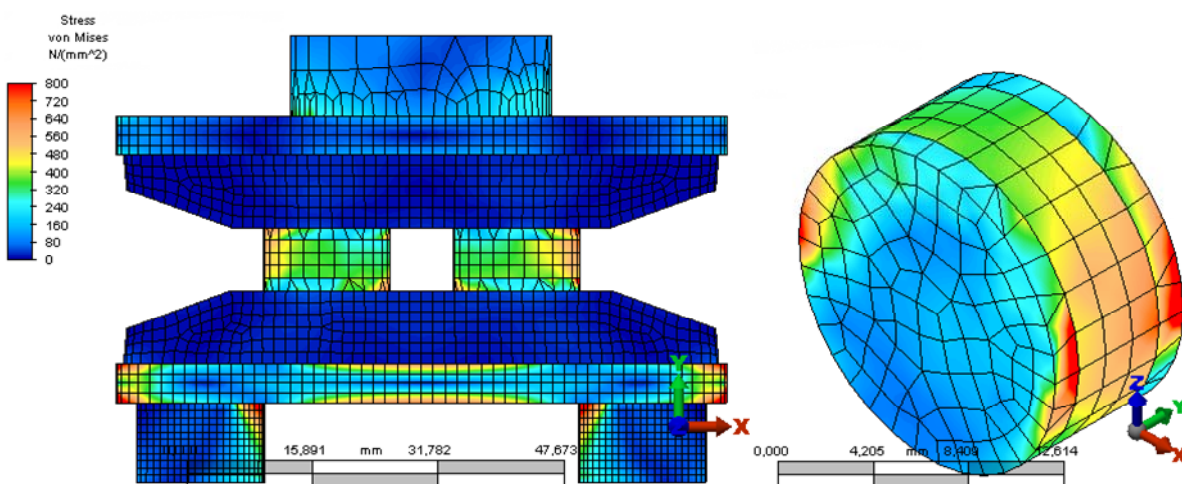
Vnitřní průměr válce deformačního členu volíme 14,5mm, čímž získáme cílený průřez, se kterým se bude výsledné maximální napětí pohybovat okolo 350MPa. Těch 350MPa volíme

proto, aby se vlivem nerovnoměrného rozložení sil v sestavě nedošlo v některých místech k překročení 500MPa. Design víceek je zvolen zapuštěný do prostoru dutého válce kvůli zvýšení tuhosti. Design opět otestujeme simulací na jednom deformačním členu (Obrázek 65).

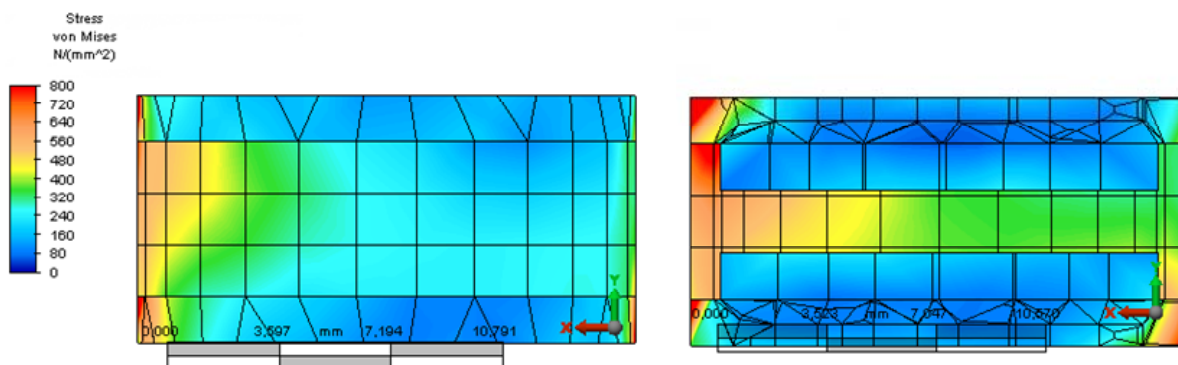


Obrázek 65, výsledek simulace silového působení 12,5kN na deformační člen třetí varianty

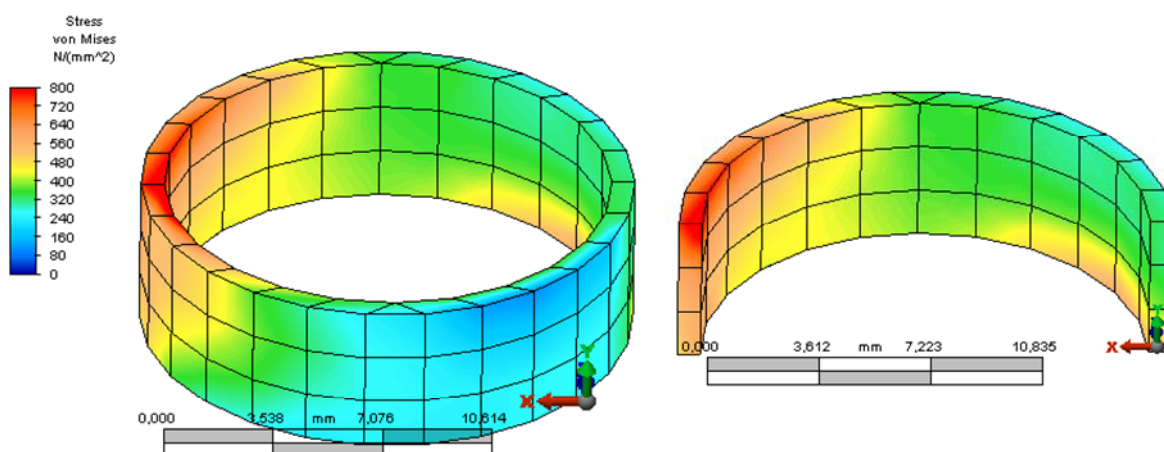
Výsledky z Algoru potvrzují odhadované napětí okolo 350MPa. Otestujeme tedy celou sestavu 4 deformačních členů.



Obrázek 66, průběh napětí při silovém působení 50kN na sestavu 4 deformačních členů třetí varianty



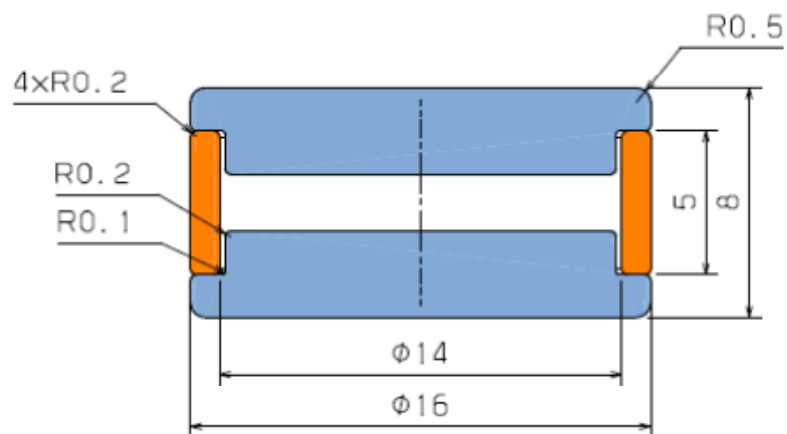
Obrázek 67, průběh napětí při silovém působení 50kN na sestavu 4 deformačních členů třetí varianty, průřez jedním členem



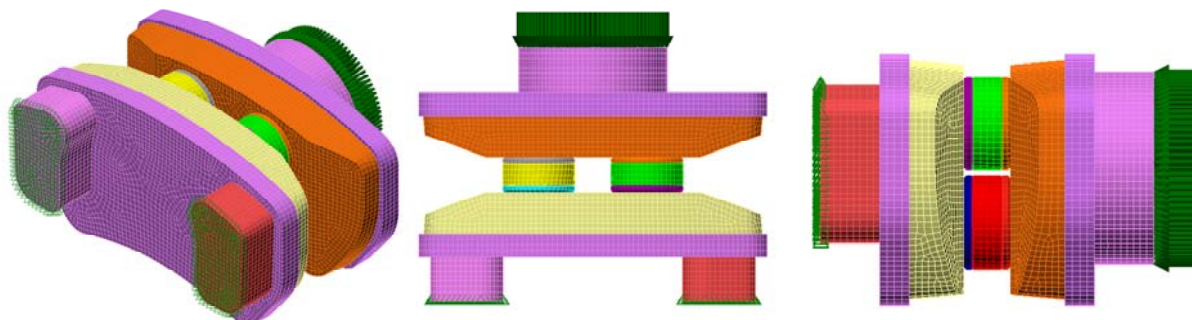
Obrázek 68, průběh napětí při silovém působení 50kN na sestavu 4 deformačních členů třetí varianty, průřez jedním členem

Výsledky simulací ukazují, že se maximální napětí v deformačním členu pohybuje okolo 300-500MPa, ve špičkách až 800MPa. Tyto špičky budou nejspíše výsledkem ostrých hran deformačních členů a použití příliš hrubé sítě. Napěťové špičky se tedy pokusíme eliminovat vylepšením designu a zaoblením hran.

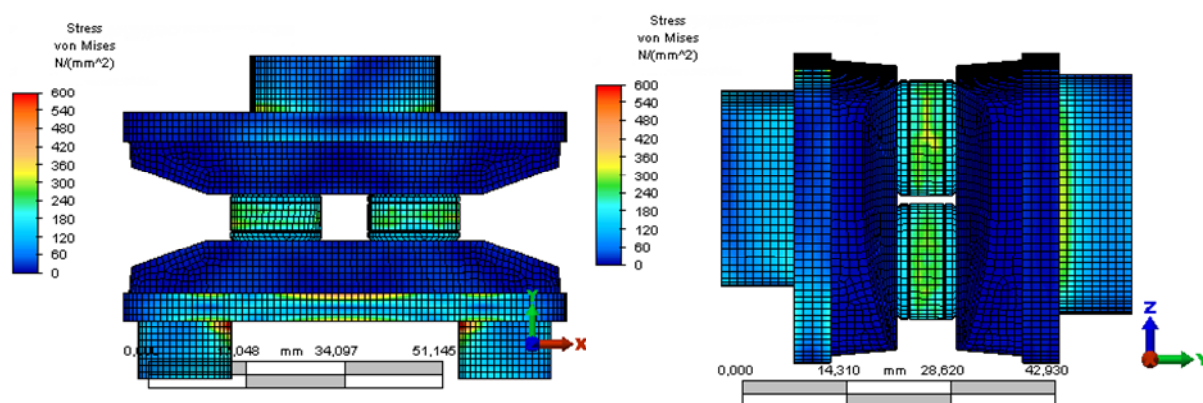
Provedeme tedy optimalizaci třetí varianty. Kvůli vysokým napětím zjištěným při analýze třetí varianty zvětšíme průřez deformačního členu zmenšením vnitřního průměru na 14mm. Dále zaoblíme hrany. Výsledný design deformačního členu potom vypadá dle obrázku níže (Obrázek 69). Provedeme opět analýzu metodou konečných prvků.



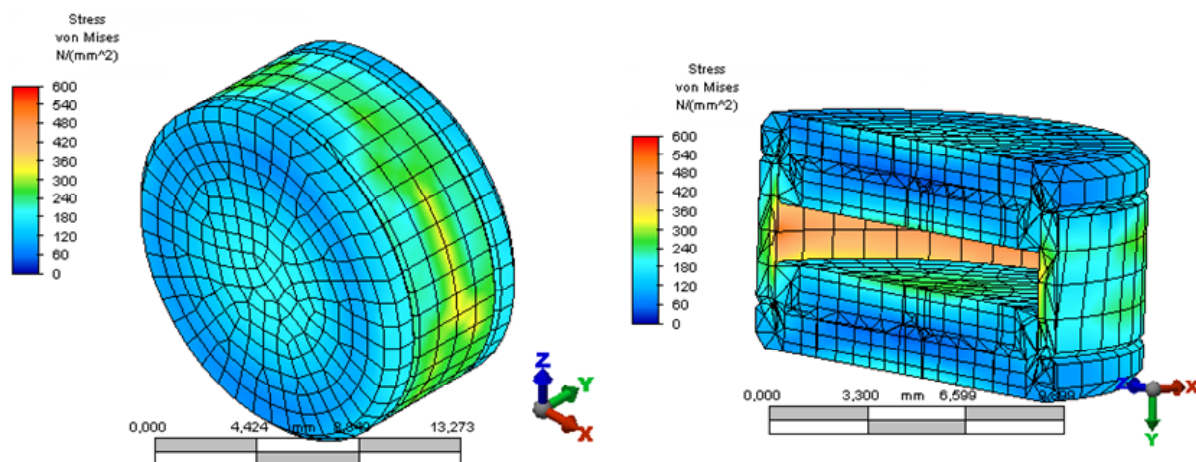
Obrázek 69, design deformačního členu po optimalizaci třetí varianty



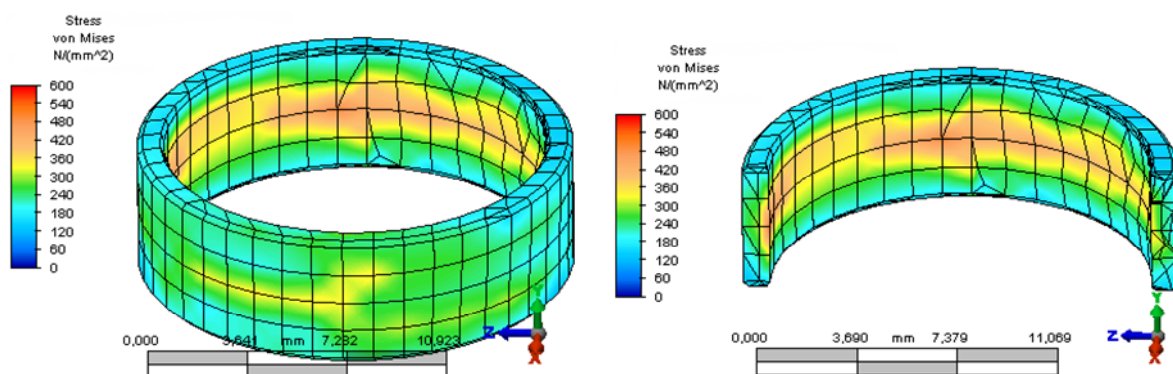
Obrázek 70, design sestavy deformačních členů pro analýzu metodou konečných prvků



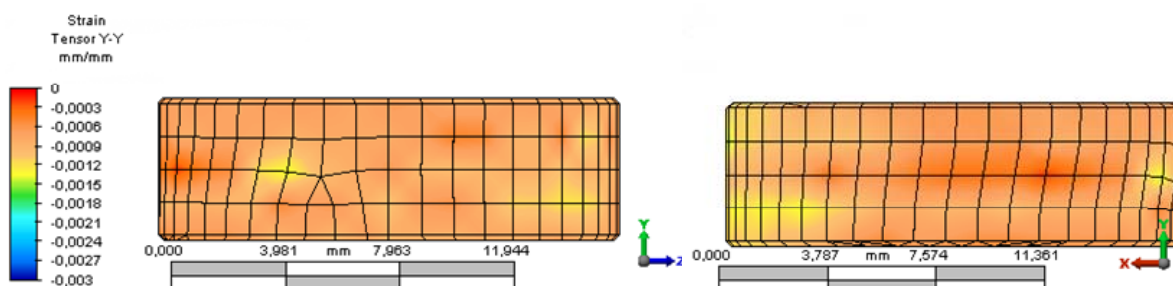
Obrázek 71, výsledné průběhy napětí po analýze metodou konečných prvků při silovém působení 50kN na sestavu deformačních členů optimalizované třetí varianty



Obrázek 72, výsledné průběhy napětí po analýze metodou konečných prvků při silovém působení 50kN na sestavu deformačních členů optimalizované třetí varianty, průřez jedním deformačním členem



Obrázek 73, výsledné průběhy napětí po analýze metodou konečných prvků při silovém působení 50kN na sestavu deformačních členů optimalizované třetí varianty, průřez jedním deformačním členem



Obrázek 74, výsledné průběhy poměrného přetvoření po analýze metodou konečných prvků při silovém působení 50kN na sestavu deformačních členů optimalizované třetí varianty, pohled na jeden deformační člen

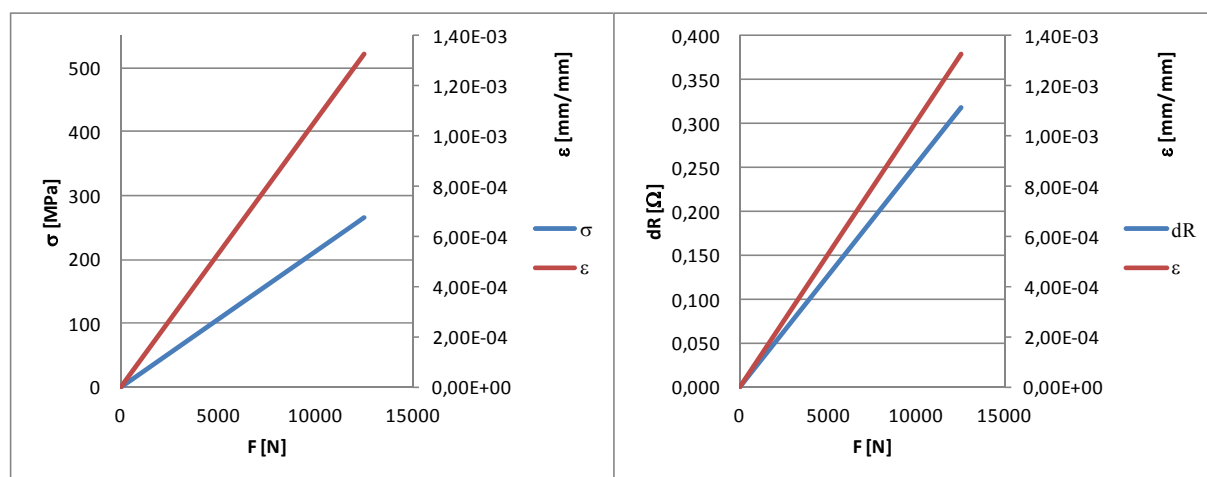
Z obrázku výše (*Obrázek 71*), kde je zobrazeno napětí, je patrné, že napětí v deformačních členech se pohybuje okolo 300MPa. V kontaktu mezi zadní deskou obložení a prsty třmenu můžeme pozorovat napětí až 600MPa. To je však dáno designem brzdy. Na obrázcích (*Obrázek 72 a Obrázek 73*) jsou zobrazeny průběhy napětí v jednom deformačním členu. Na vnějším povrchu se napětí pohybuje okolo 350MPa, na vnitřním povrchu to je až 500MPa, což jsme se stanovili jako limit. Kromě napětí nás samozřejmě zajímá i poměrné přetvoření, které potřebujeme pro volbu vhodného tenzometru (*Obrázek 74*). Poměrné přetvoření v ose působící síly se na vnějším povrchu deformačního členu pohybuje od 0,005 do 0,0015 mm/mm. Průběhy napětí a poměrného přetvoření jsou v rozumných mezích, použijeme tedy ke konstrukci snímače tento deformační člen z optimalizované varianty 3.

6.2.2. Volba tenzometru

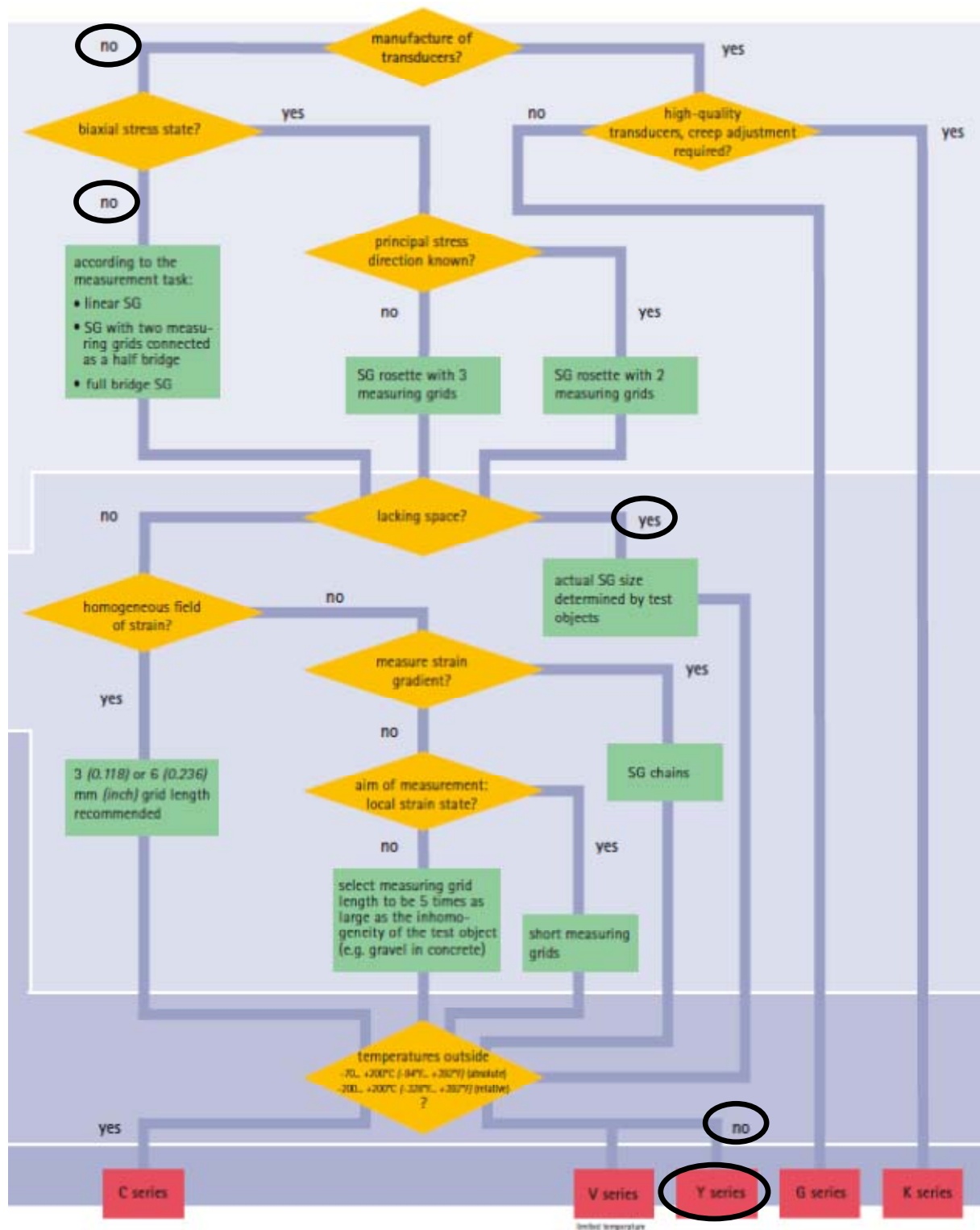
Tenzometr vybíráme na základě směru napětí, velikosti zástavového prostoru a teploty okolí. Výrobci lepených tenzometrů poskytují pro výběr vhodného tenzometru vývojový diagram (*Obrázek 76*). Pro naši aplikaci se rozhodujeme, jestli jde o využití pro stavbu snímače - ANO, dále zda požadujeme vysokou přesnost - ANO, což nám doporučí tenzometr řady K. Výrobce tenzometrů HBM popisuje řadu K jako vhodnou pro výrobu snímače. Jako nosný materiál je použito skelné vlákno zesílené fenolovou pryskyřicí. Mřížka je z konstantanu. Tenzometr obsahuje kompenzaci tečení. Pokud se podíváme do katalogu HBM, zjistíme, že tyto tenzometry se nám do naší zástavby nevejdou. Jejich rozměry se pohybují od 9,5mm na délku a výš. My se ale musíme vejít do 5mm (viz *Obrázek 69*). Musíme proto volit tenzometry jiné, menší, na úkor přesnosti. Ve vývojovém diagramu tedy jdeme cestou: výroba snímače - NE, dvouosé napětí - NE, nedostatek místa - ANO, extrémní teploty - NE, čímž dojdeme k typu Y. Tenzometry typu Y začínají s délkou na 5mm. V katalogu máme k dispozici také půl můstky, které jsou dlouhé i 4mm. Měřicí mřížka je z konstantanu, nosný materiál je z polyamidu. Pro kompenzaci teploty volíme pro naši aplikaci poloviční T můstek z oceli: 1-XY11-0,6/120. Parametry zvoleného tenzometru nejsou pro naši aplikaci překročeny (*Tabulka 5*). *Obrázek 75* znázorňuje průběh napětí, poměrného přetvoření a změny odporu tenzometru v závislosti na zatížení deformačního členu. Z grafů je patrné, že se navrženým deformačním členem a zvoleným tenzometrem dosáhneme lehce měřitelné změny odporů, čili deformace, a tím silového působení.

Parametry tenzometru 1-XY11-0,6/120	
Jmenovitý odpor	120 $\Omega \pm 0,3\%$
Maximální napětí	2V
Materiál měřicí mřížky	Konstantanová folie (3,8 μm)
Nosná materiál	Polyamid (45 μm)
Citlivost tenzometru (faktor)	2 \pm 1,5%
Teplotní odezva	10,8 $\cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Mechanická hystereze	1 $\mu\text{m/m}$ (\cong 0,0001%)
Maximální poměrné přetvoření	0,05
Únavová životnost	$\gg 10^7$ cyklů

Tabulka 5, parametry zvoleného tenzometru



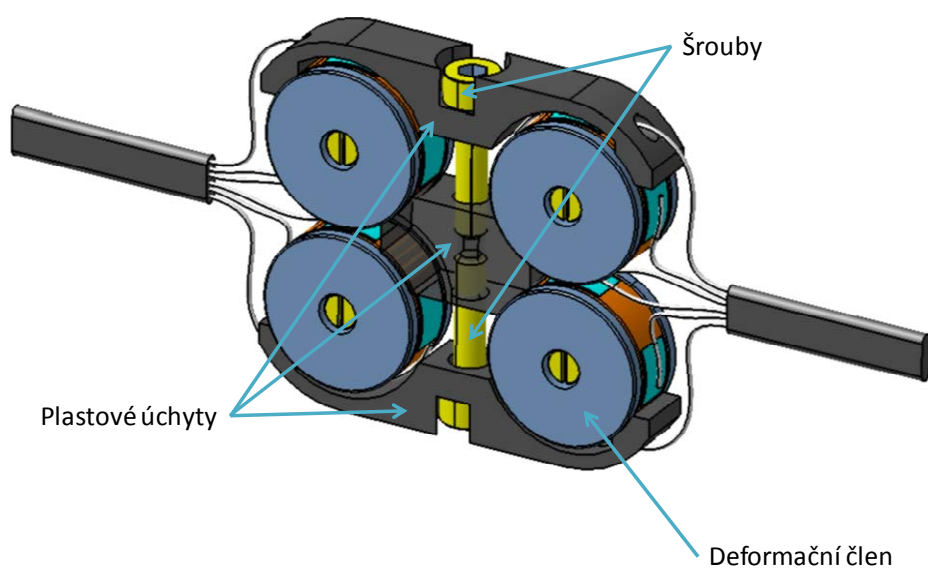
Obrázek 75, závislost napětí, poměrného přetvoření a změny odporu zvoleného tenzometru na silovém působení na deformační člen optimalizované varianty 3



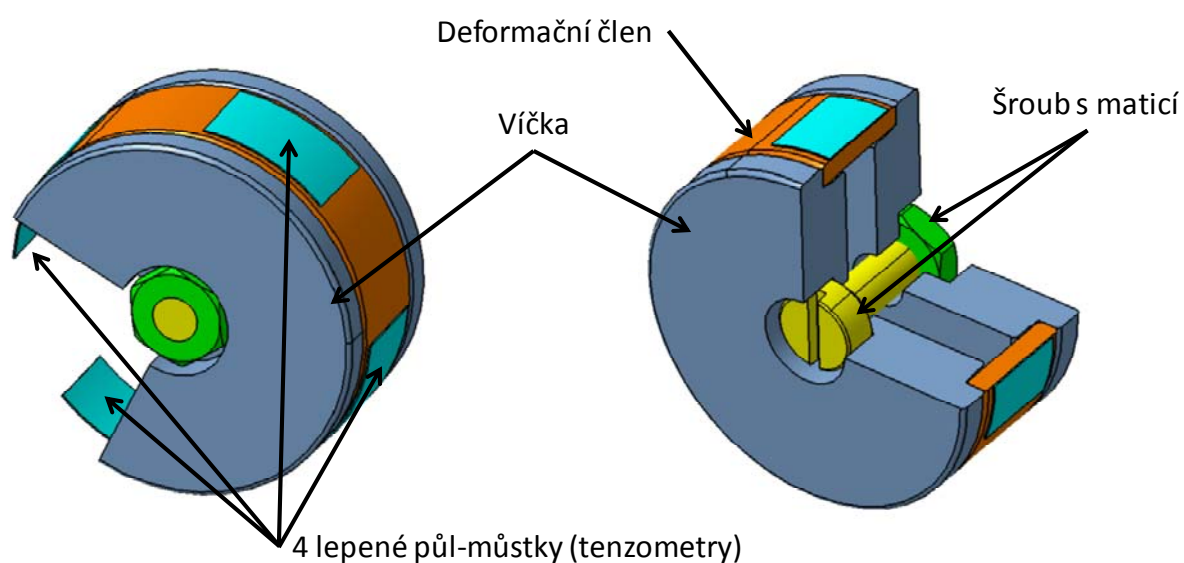
Obrázek 76, vývojový diagram pro volbu vhodného tenzometru (15)

6.2.3. Konstrukční řešení snímače

Dalším důležitým krokem v této práci je konstrukční řešení celého snímače s ohledem na robustnost a použitelnost na různých brzdových třmenech. Pro spojení čtyř deformačních členů do sestavy, které se vloží mezi brzdové obložení je použito tří plastových úchytů stažených dvěma šrouby (Obrázek 77). Deformační členy samotné jsou v axiálním směru drženy šrouby a maticemi (Obrázek 78).



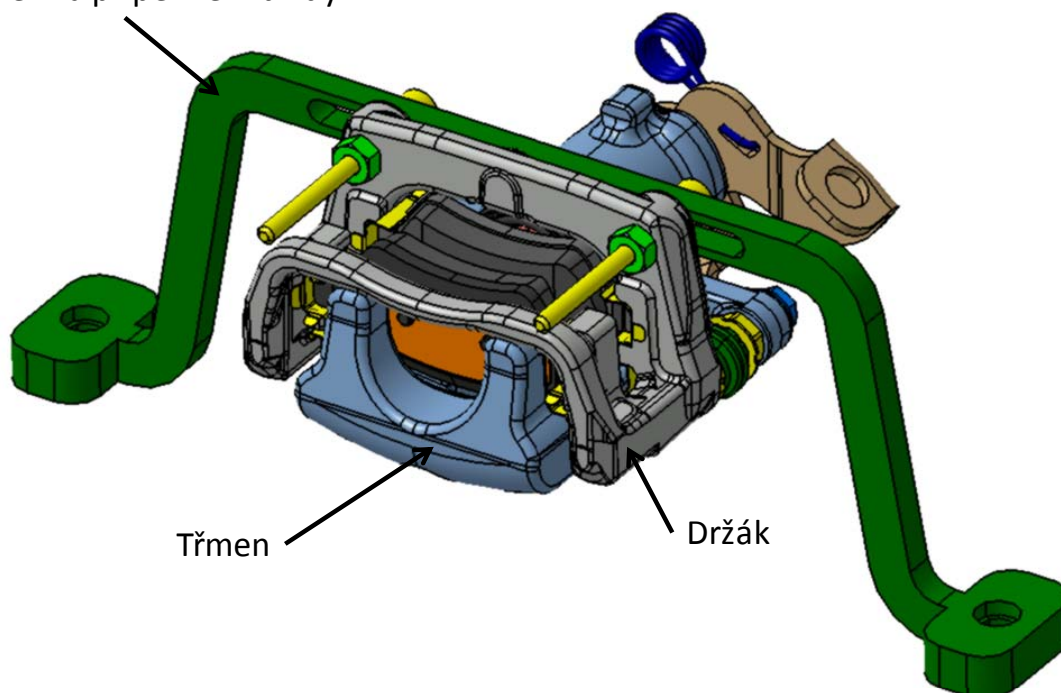
Obrázek 77, konstrukční řešení sestavy snímače



Obrázek 78, konstrukční řešení deformačních členů s tenzometry

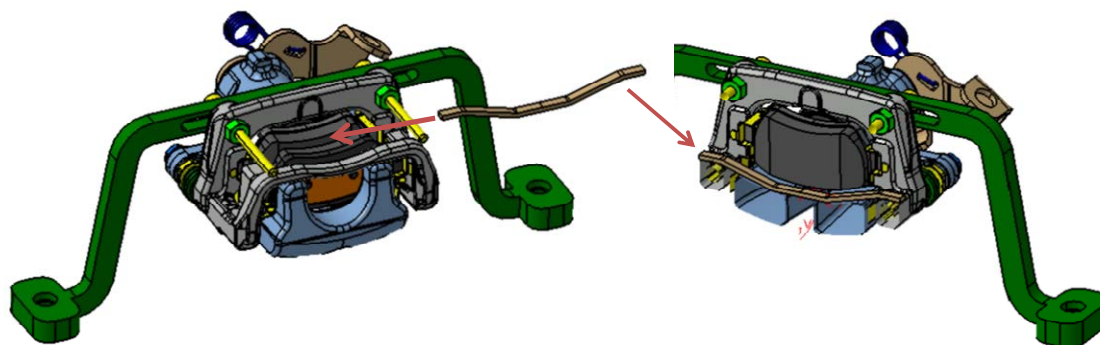
Celá sestava se vloží do brzdy mezi brzdové obložení. Brzda je držákem přidělaná ke stolu.

Přípravek na připevnění brzdy



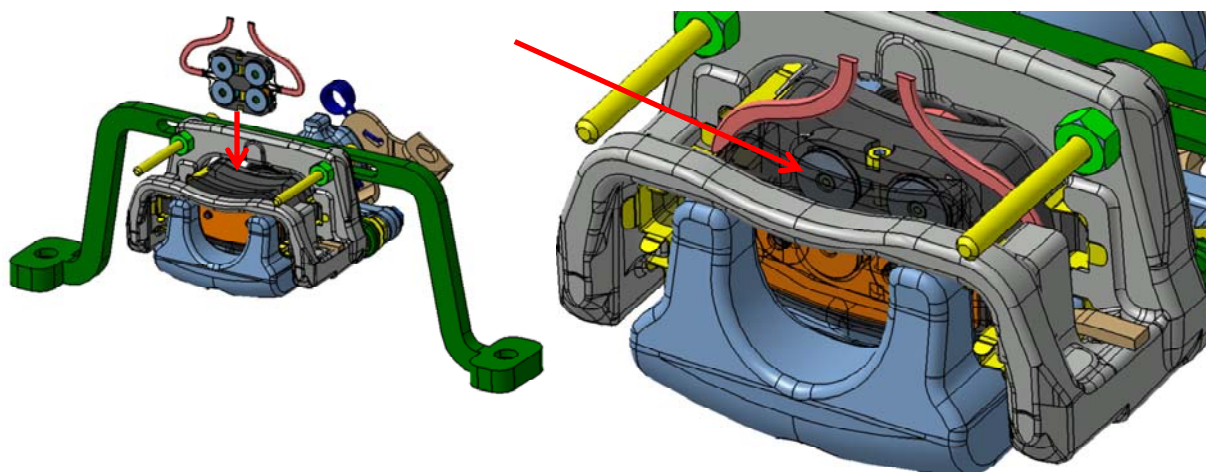
Obrázek 79, uchycení brzdy k měřicímu stolu

Mezi obložení vložíme podložku pod snímač, která se opře o držák třmenu.

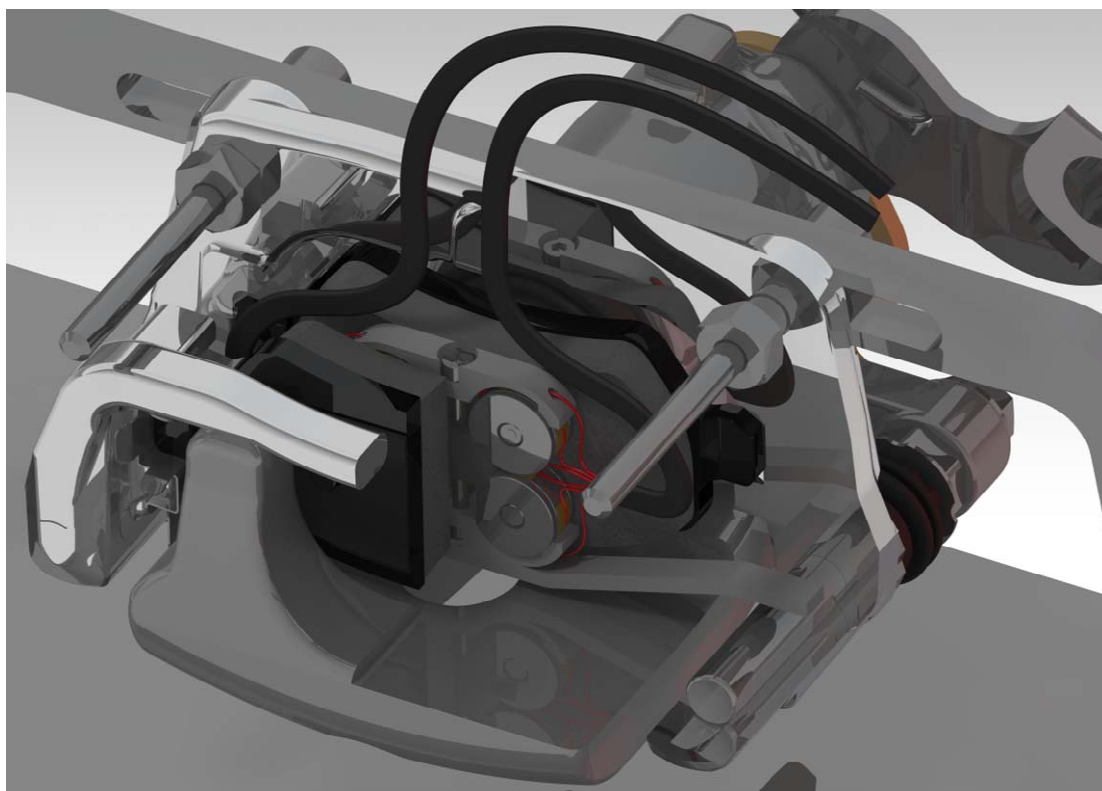


Obrázek 80, aplikace univerzální podložky pro podepření snímače

A nakonec vložíme mezi brzdové obložení náš snímač. Snímač se vloží od oka zhruba do středu, aby osa souměrnosti byla s osou pístu (*Obrázek 81*).



Obrázek 81, vložení snímače mezi třecí segmenty



Obrázek 82, částečný řez brzdou se snímačem

Na obrázku výše (*Obrázek 82*) je v částečném řezu zobrazena finální konstrukce navrhovaného snímače.

7. Závěr

V této práci jsme se postupně seznámili s konstrukcí automobilových brzd a teorií s tím spojenou. Rozebrali jsme si detailněji brzdy kotoučové. Dále jsme se seznámili s důvody a aktuální metodou měření svěrných sil. Popsali jsme si nevýhody a přešli jsme k návrhu snímače nového. Pro návrh nového snímače jsme se nejprve seznámili s různými druhy běžně dostupných senzorů, jak konvenčních, tak nekonvenčních. Mezi konvenčními senzory se nabízely piezoelektrické a tenzometrické. Pro nekonvenční řešení se nabízelo použití lepených ocelových nebo polovodičových tenzometrů. U všech navrhovaných řešení byla probrána teorie a fyzikální princip a bylo navrženo schematické konstrukční řešení. Každé řešení mělo své výhody a nevýhody, které se následně zhodnotily ve váhové matici, ze které jsme na základě různých kritérií vybrali pro naši aplikaci to nejvhodnější řešení. Jako optimální řešení nám vyšlo použití nekonvenčního snímače s lepenými ocelovými tenzometry.

Snímač jsme konstruovali s ohledem na zástavbu a pevnost. Zástavbou jsme se museli vejít v axiální směr do minimální tloušťky kotouče, které je 8mm, a ve směru radiálním vyplnit takovou plochu, aby nedocházelo k vysokým tlakům mezi snímačem a brzdovým obložním. Deformační členy snímače jsme navrhli tak, aby docházelo k dostatečně velkým deformacím, které je pak možné lepenými tenzometry měřit, ale aby nebyla překročena mez linearity materiálu. Pevnostní analýzu jsme prováděli metodou konečných prvků za použití softwaru Algor (Autodesk simulation mechanical). Finální navržený snímač, složený ze čtyř samostatných snímačů by měl teoreticky spolehlivě měřit svěrné síly i při vysokých zatíženích, kde dochází k otevírání (deformace) třmenu.

Další částí této práce měla být realizace snímače a porovnání naměřených hodnot se současně používaným snímačem. K realizaci však kvůli časové tísni nedošlo.

Literatura

1. *Braking Theory*. [PDF] Shirley : TRW.
2. Pascalův Zákon - Wikipedie. *Wikipedie*. [Online] Červen 13, 2012. [Cited: Leden 12, 2013.] http://cs.wikipedia.org/wiki/Pascal%C5%AFv_z%C3%A1kon.
3. **Sajdl, Jan**. Dvouokruhová brzdová soustava. *Autolexicon*. [Online] [Cited: Leden 17, 2013.] <http://cs.autolexicon.net/articles/dvouokruhova-brzdova-soustava/>.
4. *Anti-Lock Braking Systems*. [PDF] Neuwied : TRW.
5. Braking. *Hccmvirus*. [Online] [Cited: Leden 20, 2013.] <http://hccmvirus.wikispaces.com/Braking>.
6. *Brake training*. [PDF] Neuwied : TRW, 2006.
7. Frikční kompozity pro brzdová obložení osobních automobilů. *Wikipedie*. [Online] Prosinec 10, 2012. http://cs.wikipedia.org/wiki/Frik%C4%8Dn%C3%AD_kompozity_pro_brzdov%C3%A1_obl%C5%BEen%C3%AD_osobn%C3%ADch_automobil%C5%AF.
8. **Váňa, Petr**. Vše o brzdách. *Škoda Techweb*. [Online] Září 27, 2001. <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=312>.
9. **Skalický, Martin**. *Braking system*. [Prezentace] Jablonec nad Nisou : TRW, 2009.
10. **Štětina, Josef, Jaroš, Michal and Ramík, Pavel**. Piezoelektrické snímače. *Experimentální metody*. [Online] VUT, 2003. <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/Ka03-05.htm>.
11. **Půlpán, Petr and Erhart, Jiří**. Parametry piezoelektrických bimorfů. *Odbornecasopisy*. [Online] 2002. <http://www.odbornecasopisy.cz/download/el030204.pdf>.
12. Tenkovrstvé piezoelektrické senzory. *VSCHT*. [Online] http://fchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/nano/predmety/senzory/14_senzory_QCM.pdf.
13. **Degenstein, Thomas and Winner, Hermann**. *Dynamic measurement of the forces in the friction area of a disc brake during a braking process*. s.l. : ATZ worldwide eMagazines, 2006.
14. **Běťák, Jindřich**. Siloměr. *Wikipedie*. [Online] Duben 29, 2013. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Silom%C4%9Br>.
15. HBM katalog. [Online] HBM. www.hbm.com.
16. **Chytil, Jan**. *Metody měření poměrného přetvoření na konstrukci*. Brno : VUT Brno, 2012.

17. VW Surface-Mount Strain Gauge katalog. [Online] Gage-technique. <http://www.gage-technique.com/vw-surface-mount-strain-gauge.htm>.
18. **Vlk, Miloš, et al.** *Experimentální mechanika*. Brno : VUT Brno, 2003.
19. **Wasgestian, Petr.** Tenzometry HBM. *Měřicí technika HBM*. [Online] <http://www.hbm.cz/Aplikace/tenzometry.pdf>.
20. **Hrubant, Ladislav and Hrubant, Jan.** Odporové tenzometry z pohledu využití v automatizovaných soustavách. *Odborné časopisy*. [Online] <http://www.odbornecasopisy.cz/download/au070427.pdf>.
21. Polovodičové tenzometry. *VTS Zlín*. [Online] VTS. <http://www.vtsz.cz/polovodicove-tenzometry.php#princip>.
22. Polovodičové tenzometry. *VTS Zlín*. [Online] <http://www.vtsz.cz/files/zakladni-rovnice.pdf>.
23. Piezo SlimLine Load Washer. *Kistler*. [Online] <http://www.kistler.com/cz/en/product/force/9130B21>.
24. Force Washer in Strain Gauge Technology. *HBM sensors*. [Online] <http://www.hbm.com/en/menu/products/transducers-sensors/force/kmr/>.